

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční řešení třídičky brambor
Structural Design of the Potato Sorter

Student:

Marian Obrusník

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2014

Zadání bakalářské práce

Student: **Marian Obrusník**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: **Konstrukční řešení třídičky brambor**
Structural Design of the Potato Sorter

Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce zpracujte stručnou rešerši dané problematiky. Navrhněte konstrukční řešení třídičky brambor Amazone BK3. Navrhněte mimo jiné inovaci stávajícího uchycení třídících sít a zpracujte posouzení variantních řešení způsobu uchycení. Proveďte potřebné pevnostní výpočty a zpracujte výkresovou dokumentaci v odpovídajícím rozsahu. Bližší specifikace provozních podmínek a dalších relevantních parametrů určí zadavatel - SHR Gerhard Teichmann.

Seznam doporučené odborné literatury:

KUMHÁLA, F. et al *Zemědělská technika : stroje a technologie pro rostlinnou výrobu.*

V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2007. 426 s.

JERÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů.* 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory.* Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura.* Praha: Český norm. institut, 1996. 32 s.

Odborná literatura včetně norem a vyhlášek.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 17.02.2014

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 19.5.2014

.....
.....

podpis

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 19.5.2014

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Marian Obrusník

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Masarykova 145, 747 24 Chuchelná

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

OBRUSNÍK, M. *Konstrukční řešení třídičky brambor: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2014, 52 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním řešením třídičky brambor Amazone BK3, jejímž úkolem je třídit brambory dle velikosti. Na začátku bakalářské práce je napsána stručná rešerše o technologickém procesu sklizně a skladování brambor. Další část se věnuje problematice třídičky brambor. Ve výpočtu je zahrnut návrh výkonu elektromotoru a návrh řemenového převodu. V závěru práce je řešena inovace stávajícího uchycení třídicích sít a posouzení variantních způsobů uchycení. Konstrukční návrh třídičky brambor a inovace uchycení třídicích sít je zobrazen formou 3D modelů v programu Autodesk Inventor Professional 2013. Příloha obsahuje výkresovou dokumentaci zařízení a bakalářskou práci na CD.

ANNOTATION OF THE BACHELOR THESIS

OBRUSNÍK, M. *Structural Design of the Potato Sorter: bachelor thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2014, 52 p. Thesis head: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

This bachelor thesis deals with the structural design of the potato sorter Amazone BK3, whose task is to sort potatoes by size. At the beginning of the bachelor thesis is written brief research about technological process of harvesting and storing potatoes. Next part looks into the issue of potato sorter. The calculation includes design of electric motor power and design of belt drive. In the summary of bachelor thesis is being solved the innovation of existing attachment of sorting sieve and assessment of alternative methods of attachment. Structural design of the potato sorter and innovation of attachment of sorting sieve is displayed in the form of 3D models in Autodesk Inventor Professional 2013. The annex includes the drawings of device and the bachelor thesis at CD.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ	8
ÚVOD	11
1 TECHNOLOGICKÉ PROCESY SKLIZNĚ A SKLADOVÁNÍ BRAMBOR	12
1.1 Likvidace porostu	12
1.2 Sklizeň brambor	13
1.3 Posklizňová úprava brambor	17
1.4 Skladování brambor	18
2 TŘÍDIČKY BRAMBOR	20
2.1 Dělení brambor dle velikosti	20
2.2 Typy třídiček brambor	20
2.2.1 Třídičky ve velkých zemědělských podnicích	20
2.2.2 Třídičky v malých zemědělských podnicích	22
3 TŘÍDIČKA BRAMBOR AMAZONE BK3	24
3.1 Základní informace o zařízení	24
3.2 Popis konstrukce zařízení	24
3.2.1 Třídící síta	25
3.2.2 Rám stroje a uchycení sít	26
3.2.3 Kliková hřídel a klikové ojnice	26
3.2.4 Elektromotor a řemenový převod	27
4 NÁVRH VÝKONU ELEKTROMOTORU	28
4.1 Výpočet síly na klíce pro spodní síto	28
4.2 Výpočet síly na klíce pro horní síto	31
4.3 Výpočet potřebného výkonu elektromotoru	33
5 NÁVRH A VÝPOČET ŘEMENOVÉHO PŘEVODU	35
5.1 Stanovení velikosti klasického průřezu klínového řemene	36
5.2 Stanovení minimálního výpočtového průměru řemenic	36
5.3 Návrh výpočtových průměrů řemenic	37
5.4 Návrh teoretické osové vzdálenosti	38
5.5 Určení výpočtové délky řemene	39
5.6 Výpočet skutečné osové vzdálenosti	40
5.7 Stanovení potřebného počtu řemenů	40
5.8 Výpočet potřebného předpětí řemene	43
6 INOVACE UCHYCENÍ TŘÍDICÍCH SÍT	46
7 POSOUZENÍ VARIANTNÍCH ŘEŠENÍ ZPŮSOBU UCHYCENÍ TŘÍDICÍCH SÍT	49
ZÁVĚR	50

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	51
SEZNAM PŘÍLOH.....	52

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Značka	Název	Jednotka
A_{1min}	Teoretická osová vzdálenost daná minimálním úhlem opásání	[mm]
A_{2min}	Teoretická osová vzdálenost daná minimálním rozestupem řemenic	[mm]
A_{max}	Maximální teoretická osová vzdálenost	[mm]
A_{min}	Minimální teoretická osová vzdálenost	[mm]
A_M	Rozmezí měnitelnosti osově vzdálenosti	[mm]
A_{SK}	Skutečná osová vzdálenost	[mm]
A_T	Teoretická osová vzdálenost	[mm]
C_K	Součinitel počtu řemenů	[-]
C_L	Součinitel vlivu délky řemene	[-]
C_P	Součinitel dynamičnosti zatížení a pracovního režimu	[-]
C_ε	Součinitel úhlu opásání řemenem	[-]
D_1	Výpočtový průměr malé řemenice	[mm]
D_2	Výpočtový průměr velké řemenice	[mm]
D_{min}	Minimální výpočtový průměr malé řemenice	[mm]
F	Obvodová síla malé řemenice	[N]
F_0	Předpětí řemene	[N]
F_{IH}	Síla působící na horní síto po inovaci	[N]
F_{IS}	Síla působící na spodní síto po inovaci	[N]
F_{ITH}	Maximální síla na klíce horního síta po inovaci	[N]
F_{ITS}	Maximální síla na klíce spodního síta po inovaci	[N]
F_H	Síla působící na horní síto	[N]
F_{OH}	Maximální síla v klikové ojnici horního síta	[N]
F_{OJH}	Síla v klikové ojnici horního síta potřebná pro ohyb plochých tyčí	[N]
F_{OJS}	Síla v klikové ojnici spodního síta potřebná pro ohyb plochých tyčí	[N]
F_{OP}	Síla potřebná pro ohyb plochých tyčí	[N]
F_{OP1}	Síla potřebná pro ohyb jednoho páru plochých tyčí	[N]
F_{OS}	Maximální síla v klikové ojnici spodního síta	[N]
F_S	Síla působící na spodní síto	[N]
F_{SH}	Setrvačná síla posuvných hmot horního síta	[N]
F_{SS}	Setrvačná síla posuvných hmot spodního síta	[N]
F_{TH}	Maximální síla na klíce horního síta	[N]

F_{TS}	Maximální síla na klíce spodního síta	[N]
L_H	Délka klikové ojnice horního síta	[mm]
L_P	Výpočtová délka řemene	[mm]
L'_P	Předběžná výpočtová délka řemene	[mm]
L_S	Délka klikové ojnice spodního síta	[mm]
Mk_1	Krouticí moment hnací hřídele	[N·m]
Mk_2	Krouticí moment hnané hřídele	[N·m]
Mk_H	Krouticí moment horního síta	[N·m]
Mk_{I2}	Krouticí moment hnané hřídele po inovaci	[N·m]
Mk_{IH}	Krouticí moment horního síta po inovaci	[N·m]
Mk_{IS}	Krouticí moment spodního síta po inovaci	[N·m]
Mk_S	Krouticí moment spodního síta	[N·m]
N_0	Jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem	[kW]
N_P	Výkon přenášený jedním řemenem v podmínkách provozu	[kW]
P_{IM}	Výkon elektromotoru po inovaci	[kW]
P_{IPM}	Potřebný výkon elektromotoru po inovaci	[kW]
P_M	Výkon elektromotoru	[kW]
P_{PM}	Potřebný výkon elektromotoru	[kW]
$PÚ$	Přední úvrať klikového mechanismu	[-]
R_{min}	Minimální rozestup mezi obvodem řemenic	[mm]
$Z_{4\%}$	4% prodloužení výpočtové délky řemene	[-]
$ZÚ$	Zadní úvrať klikového mechanismu	[-]
a_H	Maximální zrychlení klikové ojnice horního síta	[m·s ⁻²]
a_S	Maximální zrychlení klikové ojnice spodního síta	[m·s ⁻²]
e	Eulerovo číslo	[-]
f	Součinitel vláknového tření	[-]
f_0	Součinitel suchého smykového tření	[-]
f_K	Součinitel tření v klínové drážce	[-]
f_{TS}	Frekvence kmitů třídicích sít	[s ⁻¹]
i_{SK}	Skutečný převodový poměr	[-]
i_T	Teoretický převodový poměr	[-]
i_p	Počet párů plochých tyčí	[-]
k	Bezpečnost proti prokluzu řemene	[-]
m_{BH}	Hmotnost brambor horního síta	[kg]
m_{BS}	Hmotnost brambor spodního síta	[kg]
m_H	Hmotnost posuvných hmot horního síta	[kg]
m_{OJH}	Hmotnost klikové ojnice horního síta	[kg]

m_{OJS}	Hmotnost klikové ojnice spodního síta	[kg]
m_S	Hmotnost posuvných hmot spodního síta	[kg]
m_{TSH}	Hmotnost horního síta	[kg]
m_{TSS}	Hmotnost spodního síta	[kg]
n_1	Otáčky hnací hřídele	[s ⁻¹]
n_2	Otáčky hnané hřídele	[s ⁻¹]
n_{2P}	Potřebné otáčky hnané hřídele	[s ⁻¹]
r	Excentricita klikové hřídele	[mm]
s	Pružný skluz	[-]
v_1	Obvodová rychlost malé řemenice	[m·s ⁻¹]
v_2	Obvodová rychlost velké řemenice	[m·s ⁻¹]
v_{OH}	Maximální rychlost klikové ojnice horního síta	[m·s ⁻¹]
v_{OS}	Maximální rychlost klikové ojnice spodního síta	[m·s ⁻¹]
w	Součinitel zvýšení výkonu	[%]
Δn_2	Tolerance otáček hnané hřídele	[%]
α_H	Úhel natočení kliky horního síta	[°]
α_S	Úhel natočení kliky spodního síta	[°]
β_H	Úhel natočení klikové ojnice horního síta	[°]
β_{Hmax}	Maximální úhel natočení klikové ojnice horního síta	[°]
β_S	Úhel natočení klikové ojnice spodního síta	[°]
β_{Smax}	Maximální úhel natočení klikové ojnice spodního síta	[°]
γ	Doplňkový úhel	[°]
δ	Úhel opásání velké řemenice	[°]
ε	Úhel opásání malé řemenice ve stupních	[°]
$\hat{\varepsilon}$	Úhel opásání malé řemenice v obloukové míře	[rad]
ε_{min}	Minimální úhel opásání	[°]
λ_H	Klikový poměr horního síta	[-]
λ_S	Klikový poměr spodního síta	[-]
π	Pí	[-]
φ	Úhel mezi silami potřebnými pro ohyb plochých tyčí	[°]
ψ	Úhel drážky řemenic	[°]
ω_1	Úhlová rychlost hnací hřídele	[rad·s ⁻¹]
ω_2	Úhlová rychlost hnané hřídele	[rad·s ⁻¹]

ÚVOD

V bakalářské práci se zabývám konstrukčním řešením třídičky brambor Amazone BK3. Toto zařízení je nedílnou součástí při technologických procesech sklizně a skladování brambor. Jeho hlavním úkolem je třídit tuto surovinu dle velikosti. Vedlejší funkcí stroje je oddělit od brambor nežádoucí materiál, jako je kamení nebo hlína.

Třídička brambor Amazone BK3 (Obr. 1) se skládá ze dvou jednotlivých částí. Pro správnou funkci by měly být spojeny, avšak lze je použít také samostatně. Jedná se o třídičku a dopravník, který slouží pro ruční dotřídění a odvod roztríděných brambor k pytlovacímu zařízení. V této práci se zabývám nejdůležitější částí tohoto stroje, tj. třídičkou.

Zadavatel bakalářské práce mě seznámil s problematikou této třídičky. Po dobu používání třídičky se nejednou poškodilo uchycení třídících sítí. Důsledkem bylo zastavení pracovní linky a nutnost opravy stroje. Proto je specifikací mého zadání mimo jiné navrhnout inovaci uchycení třídících sítí tak, aby již nedocházelo k poruchám.



Obr. 1: Třídička brambor Amazone BK3 [4]

1 TECHNOLOGICKÉ PROCESY SKLIZNĚ A SKLADOVÁNÍ BRAMBOR

Jednotlivé fáze během procesu sklizně a skladování brambor:

- likvidace porostu
- sklizeň brambor
- posklizňová úprava brambor
- skladování brambor

1.1 Likvidace porostu

Sklizeň brambor začíná likvidací natě, která může být zaschlá vyžráním nebo napadená bramborovou plísní. V druhém případě je potřeba urychlit odstranění porostu, aby nedošlo k zaplavení plísně do půdy a následné infekci hlíz. Možností odstranění natě je několik. V praxi se nejvíce využívá chemická desikace, mechanické rozbití natě nebo jejich kombinace. Mezi vedlejší způsoby likvidace porostu patří ničení plamenem nebo zmrazování tekutým dusíkem.

a) Chemická desikace

Chemická desikace je nejrozšířenějším způsobem ničení porostu. U tohoto procesu se používají chemické přípravky, které odstraní veškerou zeleň nad půdou a zároveň nepoškozují hlízy brambor. Výhodou je vysoká účinnost likvidace porostu. Nevýhodou je ekologické zatěžování prostředí a poškození brambor při nesprávné aplikaci.

b) Mechanické rozbíječe

V tomto případě se pro likvidaci porostu používají rozbíječe různé konstrukce, většinou kladívkové. Výhodou tohoto způsobu ničení natě je šetrnost k ekologickému prostředí. Nevýhodou je vyšší energetická náročnost a účinnost není tak vysoká jako u chemické desikace. Zbýlý porost vede k obnovení růstu hlíz a případnému šíření bramborové plísně.

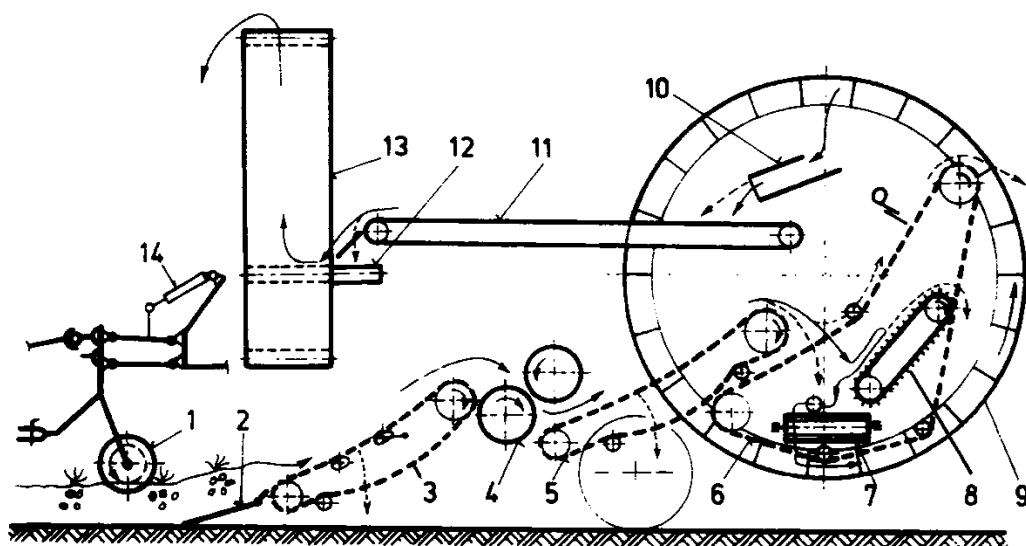
1.2 Sklizeň brambor

Rozdělení sklizně brambor:

- dělená
- přímá

U dělené sklizně se ve sklizeči na poli oddělí plevel, hlína a nať. Ostatní nežádoucí materiály o velikosti brambor, jako jsou hliněné hroudy a kameny, se oddělují na stacionárním pracovišti. Od tohoto způsobu sklizně se upouští, protože se při převozu brambory poškozuji o hrany kamení.

S dnešní technologií, konstrukčními prvky a mechanismy se využívá metody přímé. Výhodou tohoto typu sklizně je nakládání brambor do pytlů, zásobníků sklizeče nebo do přistavěné vlečky přímo na poli. Brambory při sklizni projdou zařízeními na separaci od plevelu, natě, hliněných hrud a kamenů. Schéma kombinovaného sklizeče brambor je zobrazeno na Obr. 1.1.



Obr. 1.1: Schéma kombinovaného sklizeče brambor [1]

1-kopírovací válec, 2-radlice, 3,5-prosévací dopravníky, 4-mačkácí válec, 6-odlučovač natě, 7-příčný dopravník, 8,10-překulovače, 9-kruhový dopravník, 11-přebírací dopravník, 12,13-dopravníky, 14-přímý hydromotor

Pracovní mechanismy sklizečů brambor:

- vyorávací tělesa
- prosévací mechanismus
- mačkače hrud
- odlučovače natě a rostlinných zbytků
- rozdělovací mechanismus

a) Vyorávací tělesa

Tato zařízení podorávají půdu a zvedají hrůbek na prosévací dopravník. Vyorávací tělesa se dělí dle konstrukce na pevné radlice nebo rotující poháněné talíře. Pevné radlice mohou být pro každý řádek samostatné, nebo společné pro 2-3 řádky. Rotující poháněné talíře jsou uloženy otočně a mají v průměru 1 m.

b) Prosévací mechanismy

U sklízeců brambor se používají prosévací mechanismy, které konají pohyb kývavý, postupný přímočarý nebo kruhový. Jejich úkolem je oddělit brambory od půdy.

Typy prosévacích mechanismů:

- pevný rošt s dopravníkem
- kývavé rošty
- dopravníky
- prutové bubny
- prutová kola

U pevných a kývavých roštů je materiál posouván přímočaře pomocí lištového dopravníku. Tyto dva typy prosévacích mechanismů se používají poměrně málo, protože se vlhká půda nalepuje na rošty a zmenšuje mezery. Využívají se u malých sklízeců nebo vyorávačů.

Prosévací dopravník je vyroben z ocelových prutů, které jsou obaleny pryží, aby nedocházelo k poškození brambor. Tyto pruty jsou uloženy v bočních ozubených gumotextilních pásech a je mezi nimi rozteč 25 až 28 mm. Natřásací kladky, které způsobují chvění dopravovaného materiálu, jsou umístěny pod vrchní větví na obou stranách dopravníku.

Prutové bubny a horizontální prutová kola se používají pouze v malovýrobě nebo na malých farmách.

c) Mačkače hrud

Jedná se o dva pryžové válce drtící hliněné hroudy. První mačkače hrud jsou umístěny za vyorávacím tělesem a jejich úkolem je zjemnit strukturu vyoraného sloupce. Druhé zařízení tohoto typu je umístěno za prosévacím dopravníkem. Mezi válci prochází mimo hliněné hroudy také kamení a brambory. Aby byly hroudy rozdrčeny a brambory nepoškozeny, je tlak vyvozený válci v rozmezí 10 až 40 kPa.

d) Odlučovač natě

Odlučovač natě je zařízení vyrobené z řídkého prutového dopravníku, které společně s připojenými podélníky tvoří mříž. Ze spodní větve přiléhá k horní větvi ocelová tyč, o níž se zachytí brambory a oddělí se od natě. Ta pak zůstane na dopravníku na rozdíl od ostatního materiálu, který propadne.

e) Odlučovač rostlinných zbytků

Odlučovač rostlinných zbytků je pásový překulovač. Na pásu jsou pryžové jehličky určitého průměru, délky a rozteče, na které se uchytí plevel a zbytky natě. Ty jsou pak vyneseny šikmým dopravníkem mimo sklízeč a brambory se skutálejí dolů.

f) Rozdružovací mechanismus

Úkolem těchto mechanismů je oddělit od brambor především kameny, ale také tvrdé hliněné hroudy, které prošly přes mačkače hrud.

Typy rozdružovacích mechanismů:

- pásový překulovač
- kartáčový válec nebo kartáčové kotouče
- pásový dopravník s válcovým kartáčem
- jehlový napichovací válec
- vodní rozdružovadlo
- pneumatické rozdružovadlo
- rentgenové rozdružovadlo

Pásový překulovač pracuje společně s jehlovými dopravníky. Pro zvýšení efektivity rozdružování tohoto mechanismu se používá pryžová deska, která je umístěna nad dopravníkem.

Kartáčové válce (Obr. 1.2-a) a kartáčové kotouče (Obr. 1.2-b) oddělují od sebe materiál podle objemové hmotnosti jednotlivých součástí směsi. Těžší kameny zapadnou do kartáče na rozdíl od brambor, které přes kartáč přeběhnou.

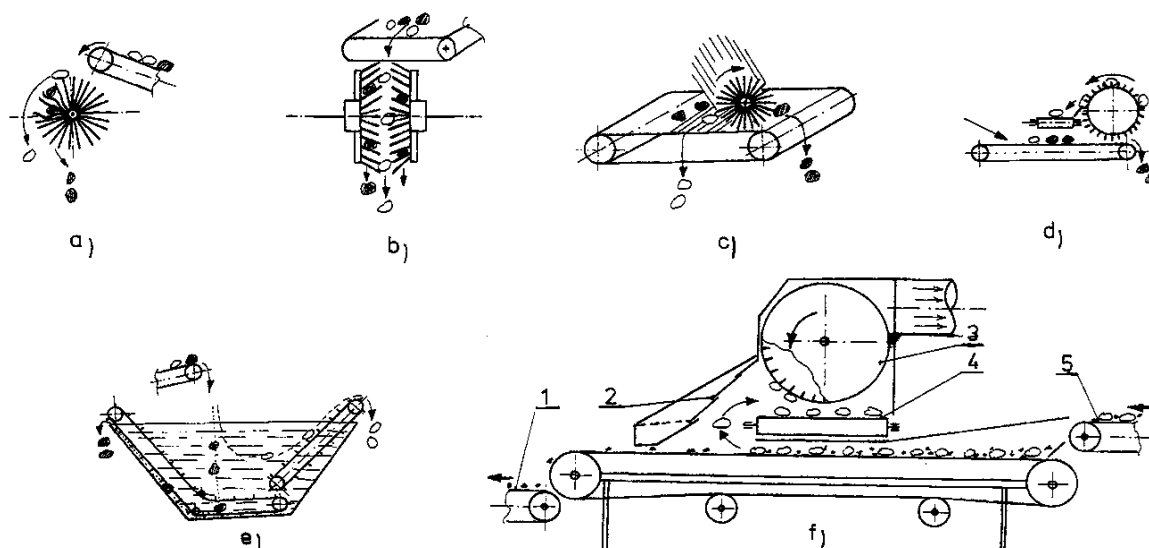
Pásový dopravník s šikmo postaveným kartáčem (Obr. 1.2-c) opět využívá objemové hmotnosti jednotlivých součástí směsi. Brambory mají menší hustotu a pravidelný tvar. Proto je kartáč vymetá na kraj dopravníku, kdežto kameny s vyšší hustotou a nepravidelnou geometrií podjedou pod pryžovými jehlami.

Jehlový napichovací válec (Obr. 1.2-d) se používá pro rozdružení malých brambor od kamenů. Směs je na pásovém dopravníku přitlačovaná válcem s jehlami. Brambory se na jehly napíchnou a kameny projedou dále. Nevýhodou tohoto mechanismu je poškozování brambor.

Vodní rozdružovadlo (Obr. 1.2-e) je nádrž naplněná kapalinou s hustotou minimálně $1,13 \text{ g.cm}^{-3}$. Rozdružování spočívá v rozdílné hustotě jednotlivých prvků směsi. Brambory na rozdíl od kamenů nepropadnou až na dno. Proto má pro odvod z nádrže každá surovina vlastní hřeblový dopravník.

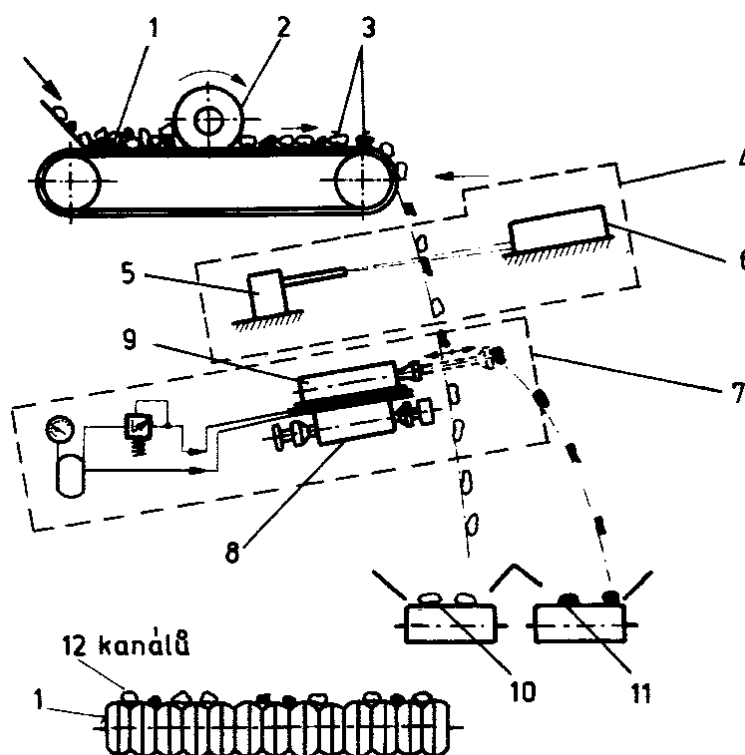
Pneumatické rozdružovadlo (Obr. 1.2-f) využívá rozdílné hmotnosti jednotlivých složek směsi. Vlivem podtlaku vytvořeného ventilátorem vynese ze směsi brambory na dopravník. Kvůli vysoké energetické náročnosti se tato rozdružovadla používají na stacionárním pracovišti u vstupu do posklizňové linky.

Rentgenové rozdružovadlo (Obr. 1.3) díky rozdílné průchodnosti rentgenového záření brambory, hlinou a kamením rozpozná tyto složky. Směs postupně padá z pásového dopravníku s podélnými rýhami přes paprsky zářiče. Řídicí jednotka ovládá vyhazovač, který ze směsi odstraní nežádoucí materiál.



Obr. 1.2: Schéma rozdružovacích mechanismů [1]

a-kartáčový válec, b-kartáčové kotouče, c-pásový dopravník s kartáčem, d-napichovací válec, e-vodní rozdružovadlo, f-pneumatické rozdružovadlo, 1-dopravník kamení, 2-seřiditelné clony, 3-ventilátor, 4-dopravník brambor, 5-dopravník směsi



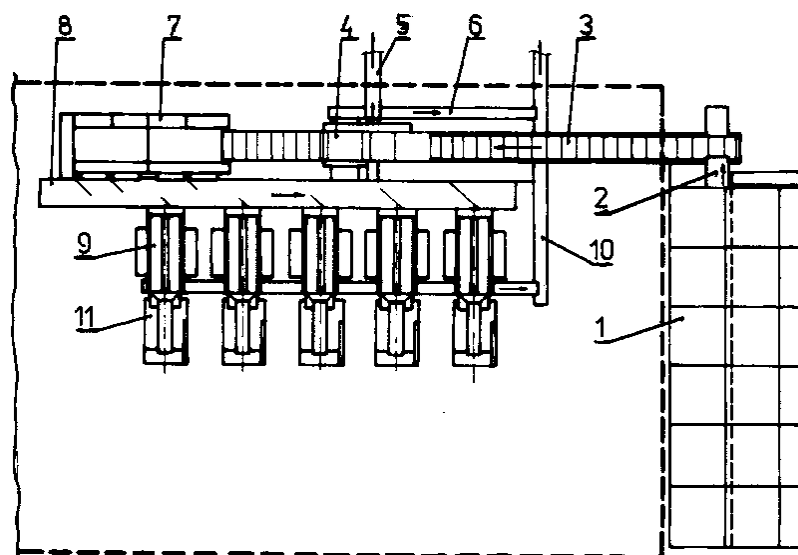
Obr. 1.3: Schéma rentgenového rozdružovacího zařízení [1]

1,10,11-dopravníky, 2-kartáčový válec, 3-směš brambor, hrud a kamení, 4-vyhodnocovací zařízení, 5-zářič, 6-přijímač, 7-rozdružovací zařízení, 8-rozváděč, 9-pneumotor (vyhazovač)

1.3 Posklizňová úprava brambor

Posklizňová úprava brambor se provádí v zařízení nazývané bramborárna. Jedná se o stavbu s příjmovým zásobníkem a prostory, které slouží k manipulaci s brambory. Celý postup je prováděn pomocí posklizňové linky (Obr. 1.4). Úkolem této linky je mnoho procesů, jako je čištění, třídění nebo pytlování brambor. V dnešní době je snahou výrobců zacházet s brambory tak, aby nedocházelo k jejich poškození. Proto při příjmu většinou brambory neprojdou celou linkou, ale jen její částí.

Prvním zařízením posklizňové linky je příjmový zásobník s dávkovačem, který zajišťuje rovnoměrný průtok brambor po lince. Pomocí pásových dopravníků se surovina dostane ke stroji pro separaci od drobných brambor a zbylé hlíny s ostatními nežádoucími příměsi. Další dopravník přivádí materiál ke třídící, která jej podle požadavků roztřídí na dané rozměry. Následuje přebírací dopravník, na kterém se ručně odeberou poškozené brambory. Posledním článkem posklizňové linky je váha s pytlovacím zařízením.

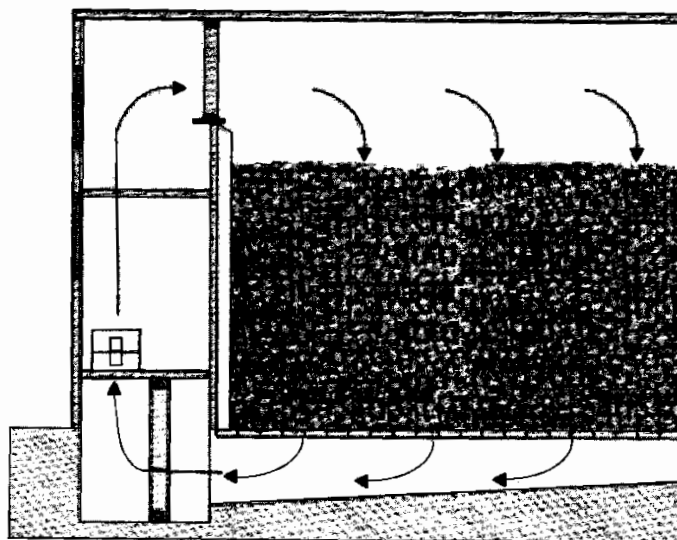


Obr. 1.4: Posklizňová linka na brambory [1]

1-příjmový dopravník s dávkovacím zařízením, 2,3-dopravníky, 4-předtřídič a odhliňovač, 5-dopravník hlíny a drobných příměsí, 6-dopravník malých brambor, 7-třídička, 8-rozdělovací dopravník, 9-přebírací dopravník, 10-dopravník poškozených brambor, 11-pytlovací váha

1.4 Skladování brambor

Další součástí bramboráren jsou sklady, ve kterých se očištěné a roztříděné brambory uskladňují. Kapacita skladů se pohybuje od 3 000 do 10 000 t brambor. Jejich nejdůležitějším zařízením je klimatizační technika, která udržuje teplotu místnosti na 2 až 4°C a relativní vlhkosti 85 až 95%. Vyšší teploty mají za následek snížení kvality skladovaných hlíz. Brambory jsou ukládány v boxech (Obr. 1.5), v ohradových paletách (Obr. 1.6) nebo volně ložené.



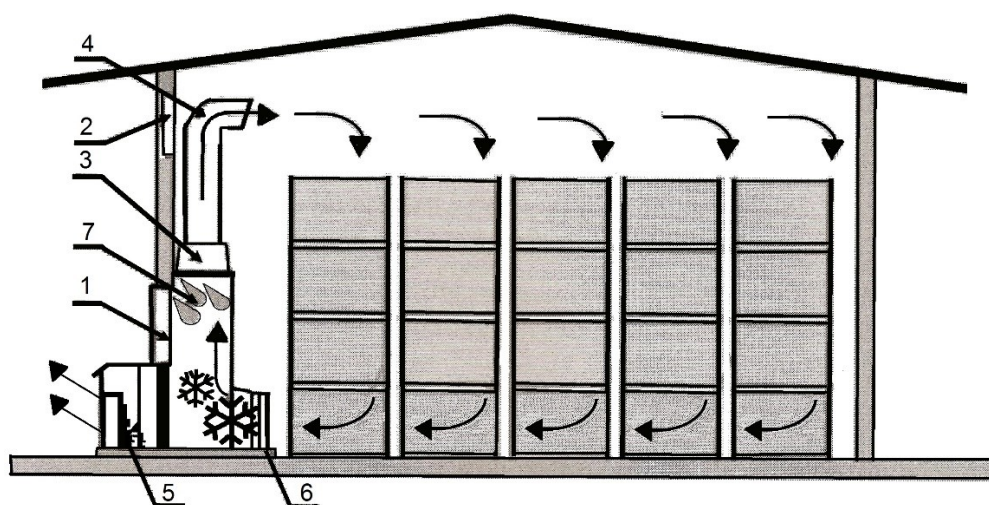
Obr. 1.5: Boxový sklad s vnitřní ventilací [1]

Výhody boxových skladů:

- rovnoměrné provětrávání materiálu
- vysoká efektivita sušení vlhkých brambor
- rovnoměrná teplota v celém objemu

Nevýhody boxových skladů:

- možnost skladování jediné suroviny
- omezená možnost postupného naskladňování a vyskladňování
- vyšší energetická náročnost



Obr. 1.6: Paletový sklad s vnitřní ventilací [1]

1-nasávací regulační klapka, 2-výdechové klapky, 3-ventilátor, 4-výdechové potrubí, 5-kondenzační jednotka, 6-výparník, 7-zvlhčovací panely

Výhody paletových skladů:

- možnost skladování více surovin
- možnost postupného naskladňování a vyskladňování

Nevýhody paletových skladů:

- nízká efektivita sušení vlhkých surovin
- nerovnoměrná teplota v objemu palet
- nutnost nákupu ohradových palet

2 TŘÍDIČKY BRAMBOR

2.1 Dělení brambor dle velikosti

Brambory dělíme dle rozměrů na tři různé velikosti. Jedná se o hlízy drobné, sadbové a konzumní. Za konzumní brambory jsou považovány takové, které nepropadnou čtvercovým třídícím sítem o velikosti ok 50x50 mm nebo mezi profilovanými válečky s obdélníkovým otvorem o šířce 50 mm. Takovým sítem nebo otvorem projdou brambory drobné a sadbové. Oddělení těchto dvou velikostí se provádí pomocí druhé třídící části, která má síto s rozměry ok 30x30 mm nebo velikost otvoru 30 mm mezi profilovanými válečky. Brambory, které tímto segmentem nepropadnou, se nazývají sadbové a postupují na dopravník sloužící k ručnímu dotřídění. Veškeré ostatní brambory, které propadnou, považujeme za drobné. Nejsou vhodné pro konzumaci ani sadbu, proto se paří, suší nebo využívají jako krmivo pro dobytek, popř. se odváží jako odpad.

2.2 Typy třídiček brambor

Mezi největší české výrobce zemědělských strojů patří firmy Zeta a Bluetech. Největšími zahraničními firmami zabývající se výrobou zemědělských strojů jsou společnosti Class, Grimme, Horsch.

Rozdělení dle využití třídiček:

- zemědělství s vysokou produktivitou výroby
- malé farmy a soukromá zemědělství

2.2.1 Třídičky ve velkých zemědělských podnicích

Ve firmách s vysokou produktivitou výroby brambor jsou třídící zařízení součástí posklizňové linky a výkonnost těchto třídiček je 30 až 50 t.h⁻¹. Vstupem do posklizňové linky (Obr. 2.1) je směs brambor s kameny, zeminou a porostem, které prošli oddělovacími mechanismy sklízeče. Výstupem jsou čisté a dle velikosti roztříděné brambory, které jsou zbavené veškerého nežádoucího materiálu.



Obr. 2.1: Posklizňová linka pro úpravu brambor [5]

Rozdělení třídaček posklizňové linky dle způsobu třídění:

- síťové s plochými síty
- válečkové s profilovanými válečky
- síťové dopravníky

Třídačku s plochými síty (Obr. 2.2) tvoří sada třídících sít s různou velikostí ok uložených pod mírným sklonem vedle sebe. Pomocí klikového mechanismu síta konají přímočarý vratný pohyb. Tímto způsobem se brambory sunou nebo propadávají mezi jednotlivými síty.



Obr. 2.2: Třídačka s plochými síty [6]

U druhého typu třídačky (Obr. 2.3) se využívá profilovaných válečků, které jsou uloženy šikmo a konají rotační pohyb. Hlízy se po nich sunou nebo mezi nimi propadávají. Rozteč mezi válečky, která je seřiditelná rozestupem válečků, udává maximální velikost brambor, které propadnou dolů.



Obr. 2.3: Třídíčka s profilovými válečky [5]

Sítové dopravníky (Obr. 2.4) patří k těm třídíčkám, které nejméně poškozuji brambory. Jedná se o pásový dopravník s děrovaným pásem. Rozměrem děr na dopravních páslech je dána velikost roztřízených brambor. Tento dopravník koná přímočarý pohyb, který však nestačí pro správnou funkci třídění. Proto jsou umístěny pod pásem horní větve excentrické hřídele, které způsobují vibrování brambor.



Obr. 2.4: Třídíčka se sítovým dopravníkem [7]

2.2.2 Třídíčky v malých zemědělských podnicích

Mezi malé podniky patří zemědělská hospodářství s menší výměrou polí, soukromé statky a farmy. Celkový technologický proces sklizně a skladování brambor je finančně náročný, protože jsou automatizované posklizňové linky velmi drahé. Proto se vyrábějí třídíčky a další zařízení také jako samostatné stroje.

Třídíčky v malých zemědělských podnicích (Obr. 2.5, Obr. 2.6) pracují na stejných principech a mechanismech jako třídíčky v posklizňové lince. Nejvíce se využívají třídíčky s plochými sítý a se síťovým dopravníkem. Jejich výkonnost je až pětkrát menší, než u třídíček posklizňové linky. Pohybuje se okolo 5 až 10 t.h⁻¹.



Obr. 2.5: Třídíčka s plochými sítý [6]



Obr. 2.6: Třídíčka se síťovým dopravníkem [6]

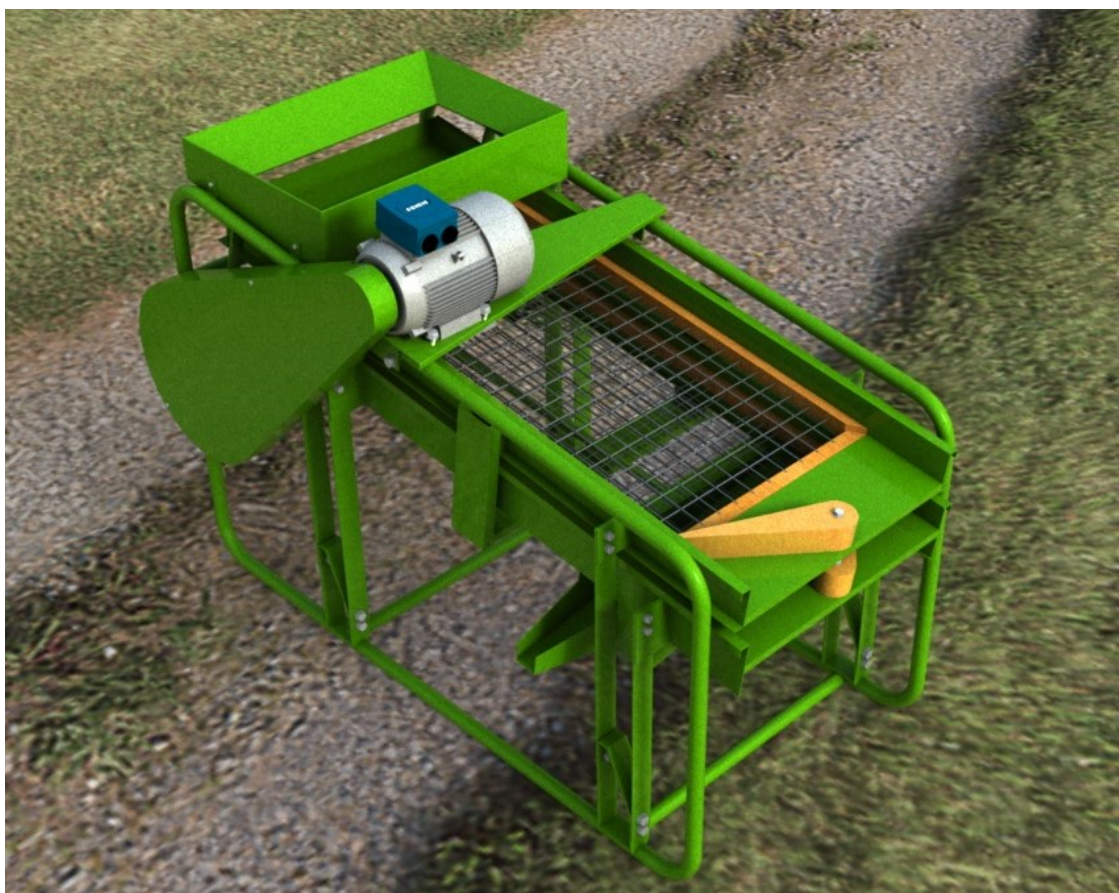
3 TŘÍDIČKA BRAMBOR AMAZONE BK3

3.1 Základní informace o zařízení

Třídíčka brambor Amazone BK3 je zemědělský stroj, který začala vyrábět německá firma Amazone v první polovině osmdesátých let 20. století. Jeho hlavním úkolem je roztřídit brambory na tři různé velikosti. Vedlejší funkcí stroje je oddělit od brambor hlínu a kameny. Výkon tohoto zařízení se pohybuje okolo $5 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$, což není dostačující pro podniky s vysokou produktivitou výroby brambor. Proto se využívá spíše v zemědělských hospodářstvích s menší výměrou polí a na soukromých farmách. Dle způsobu třídění se řadí mezi třídíčky sítové s plochými sítý.

3.2 Popis konstrukce zařízení

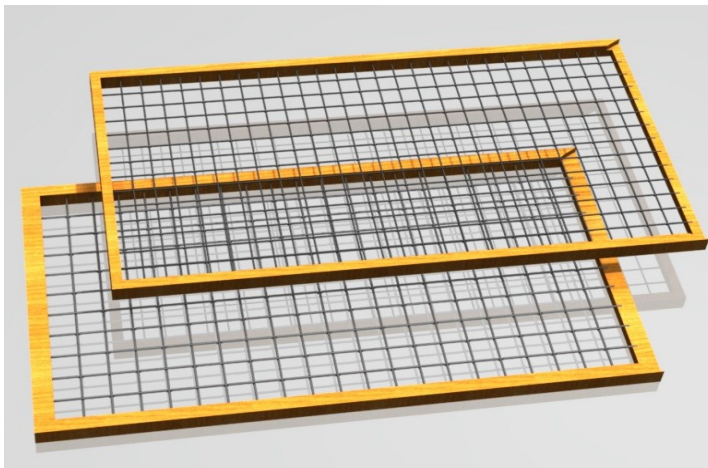
Celá konstrukce zařízení se odvíjí od vzdálenosti dráhy přímočarého vratného pohybu, úhlu naklonění a frekvenci kmitů třídících sít. Tyto veličiny byly experimentálně odzkoušeny tak, aby byla účinnost stroje nejvyšší. Model konstrukce třídíčky brambor je zobrazen Obr. 3.1.



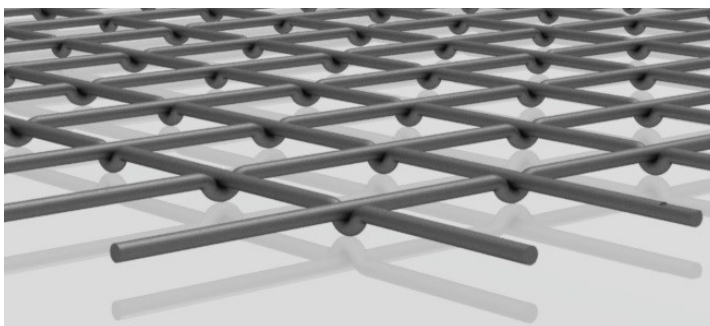
Obr. 3.1: Model třídíčky brambor Amazone BK3

3.2.1 Třídící síta

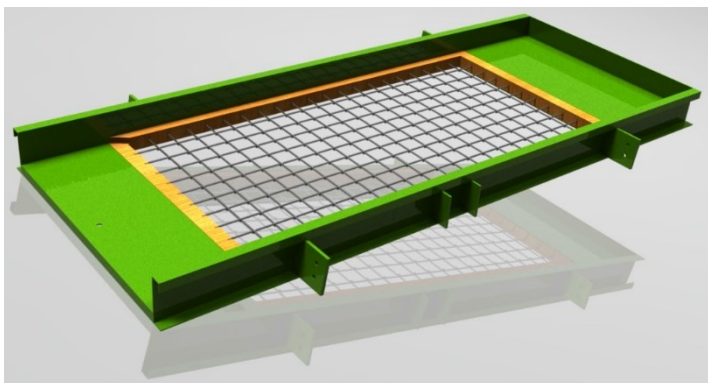
V této třídícíce se používají dvě třídící síta (Obr. 3.2), která jsou nejdůležitějším prvkem celého stroje. Jsou vytvořena z dřevěného rámu a tenkých tyčí, které jsou pogumovány pro zmírnění poškození brambor. Tyto tyče nejsou válcového tvaru. Je nutné, aby byly ohnuty tak, že po sestavení mříže tvoří horní plocha rovinu (Obr. 3.3). Velikost ok, kterými propadávají brambory, je dána roztečí tyčí. Třídící síta jsou vyměnitelná a ukládají se do plechového rámu (Obr. 3.4). Pro správnou funkci třídění by měl být tento rám po sestavení celého stroje skloněn pod úhlem 7 až 8°.



Obr. 3.2: Modely třídících sít



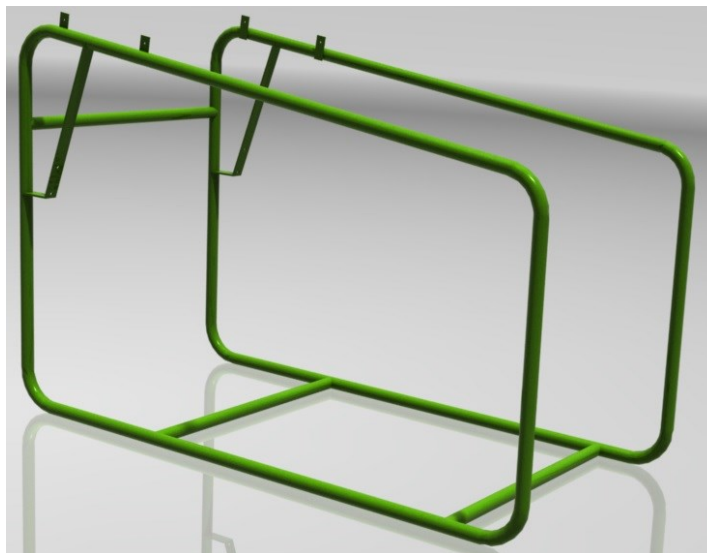
Obr. 3.3: Detail modelu mříže třídícího síta



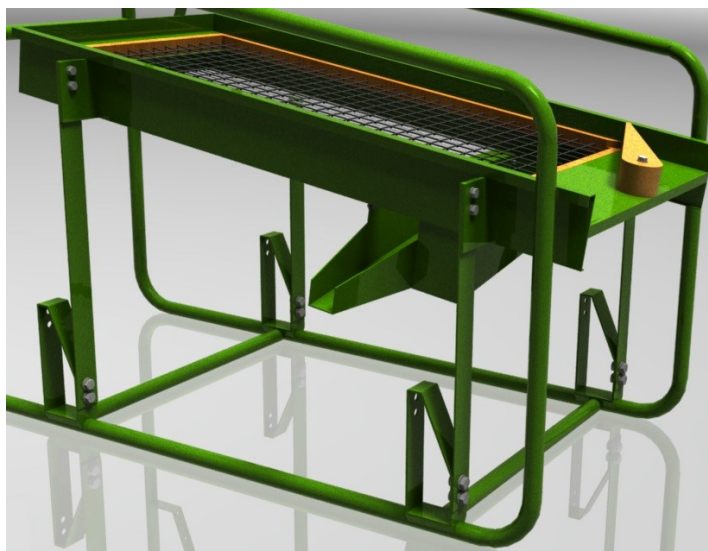
Obr. 3.4: Model plechového rámu s umístěným sítom

3.2.2 Rám stroje a uchycení sít

Rám stroje (Obr. 3.5) je vyroben z ohýbaných a navzájem svařených ocelových trubek. Oba plechové rámy třídících sít jsou uchyceny na čtyřech místech pomocí šroubových spojů (Obr. 3.6). Spojnicemi mezi rámem třídících sít a rámem stroje jsou ploché tyče, které jsou během chodu třídičky ohýbány dvěma směry. Je důležité, aby plechové rámy opisovali stejný poloměr. Proto mají ploché tyče pro horní i spodní rám stejné délky.



Obr. 3.5: Model rámu stroje

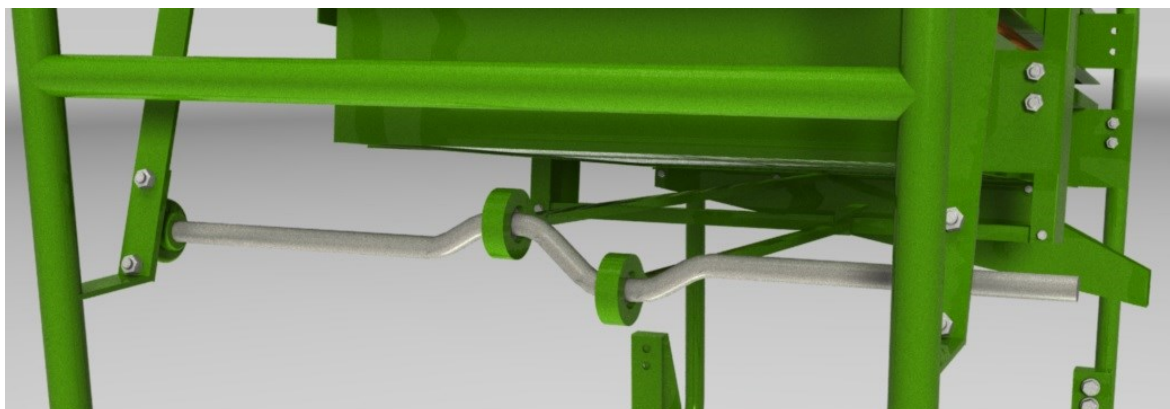


Obr. 3.6: Uchycení třídících sít

3.2.3 Kliková hřídel a klikové ojnice

Kliková hřídel je součást, která v případě třídičky brambor mění pohyb rotační na pohyb přímočarý vratný. Jedná se o klasickou tyč kruhového průřezu, která je při výrobě ohnuta pomocí ohýbacího zařízení do požadovaného profilu a její excentricita je 25 mm, což znamená, že třídící síta kmitají po dráze o vzdálenosti 50 mm. Kliková hřídel pomocí

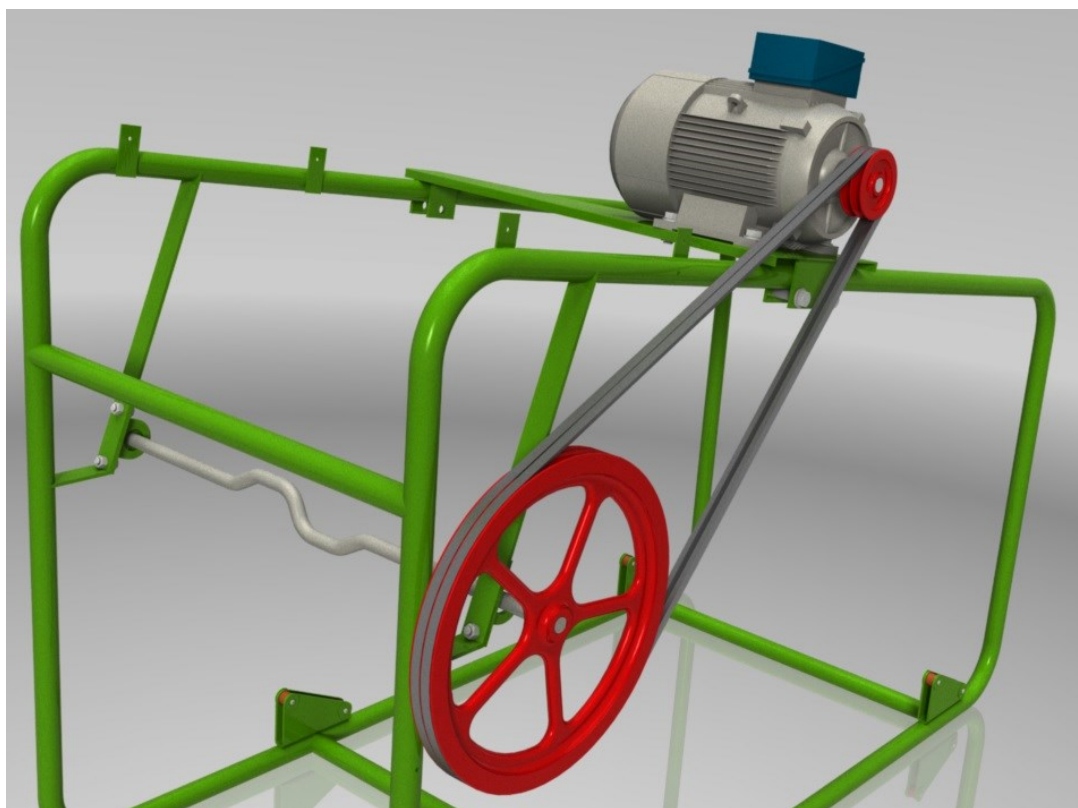
klikových ojníc způsobuje vibrování obou třídících sítí. Klikové ojnice jsou se sítě spojeny pomocí svarového spoje. Kliková hřídel a uchycení třídících sítí s klikovými ojnicemi je zobrazeno na Obr. 3.7.



Obr. 3.7: Model klikové hřídele s klikovými ojnicemi

3.2.4 Elektromotor a řemenový převod

Elektromotor je upevněn pomocí šroubových spojů na plechové desce, která je přimontována k rámu stroje nad horním sítím. Pro vhodné otáčky klikové hřídele a správnou frekvenci kmitů třídících sítí je použit řemenový převod. Návrhem výkonu elektromotoru a řemenového převodu, který je zobrazen na Obr. 3.8, se zabývám ve výpočtové části této práce.



Obr. 3.8: Model elektromotoru a řemenového převodu

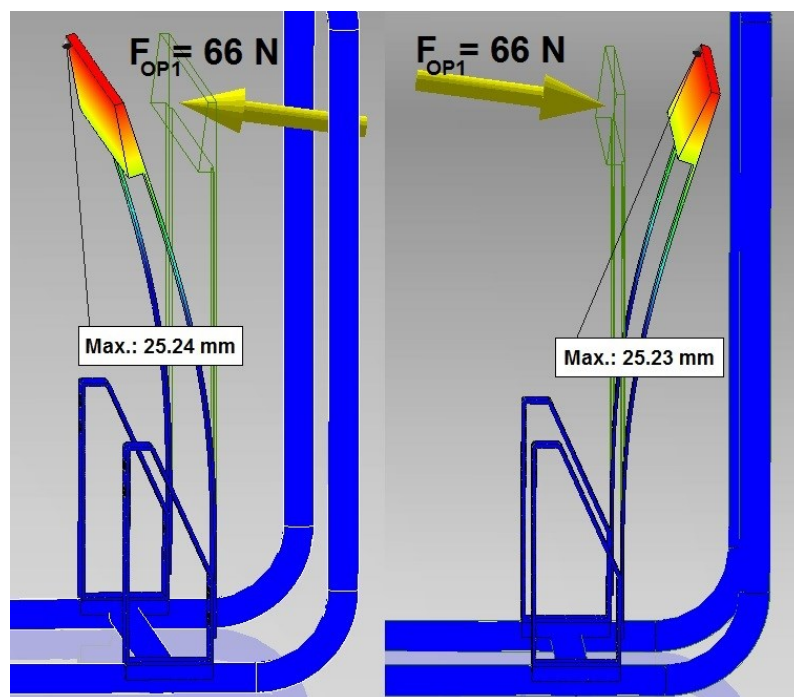
4 NÁVRH VÝKONU ELEKTROMOTORU

Třídíčku brambor Amazone BK3 pohání elektromotor o výkonu 0,75 kW. V určitých případech, kdy nejsou podmínky provozu optimální, se stává, že je výkon elektromotoru nedostačující. Jedná se o provoz ve dnech, kdy je teplota vzduchu příliš vysoká a pohon zařízení se přehřívá. Dochází tím k poškození elektromotoru. Další případ, kdy je výkon elektromotoru nedostačující, může nastat při výpadku elektrického proudu nebo poruše určité části třídíčky. Třídící síta jsou zaplněna brambory a obsluha musí pro rozběh stroje síta vyprázdnit. Z výše uvedených důvodů počítám síly, které jsou potřebné pro provoz zařízení, a navrhuji výkon elektromotoru.

4.1 Výpočet síly na klíce pro spodní síto

a) Síla F_{OP} potřebná pro ohyb plochých tyčí spodního síta:

Ploché tyče, na kterých jsou uchycena třídící síta, jsou vlivem klikových ojníc ohýbány do stran (Obr. 4.1). Pomocí metody konečných prvků v programu Autodesk Inventor Professional 2013 jsem zjistil minimální sílu $F_{OP1} = 66 \text{ N}$, která je potřebná pro ohyb jednoho páru plochých tyčí s maximálním posunutím daným excentricitou klikové hřídele $r = 25 \text{ mm}$.



Obr. 4.1: Síla potřebná pro ohyb jednoho páru plochých tyčí

$$F_{OP1} = 66 \text{ N}$$

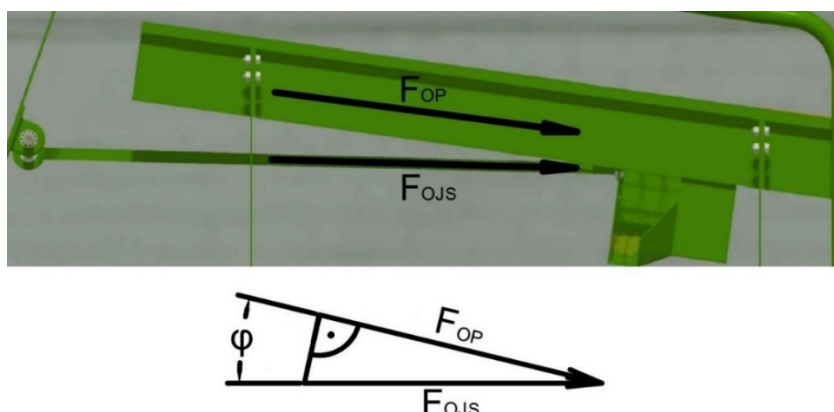
$$i_p = 2$$

$$F_{OP} = F_{OP1} \cdot i_p \quad (4.1)$$

$$F_{OP} = 66 \cdot 2 = 132 \text{ N}$$

b) Síla v klikové ojnici spodního síta F_{OJS} potřebná pro ohyb plochých tyčí:

V klikové ojnici spodního síta působí síla F_{OJS} , jejíž složkou je síla F_{OP} . Na Obr. 4.2 je znázorněno schéma působení sil pro ohyb plochých tyčí spodního síta.



Obr. 4.2: Schéma působení sil pro ohyb plochých tyčí spodního síta

$$F_P = 132 \text{ N}$$

$$\varphi = 6,22^\circ$$

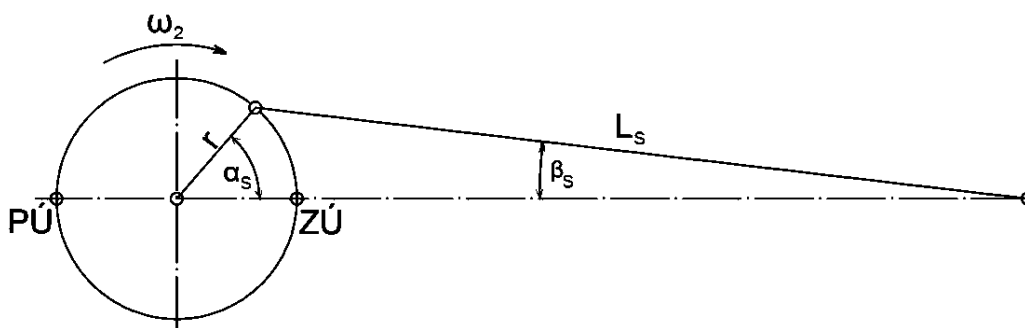
$$\cos \varphi = \frac{F_{OP}}{F_{OJS}} \quad (4.2)$$

$$F_{OJS} = \frac{F_{OP}}{\cos \varphi} \quad (4.3)$$

$$F_{OJS} = \frac{132}{\cos 6,22^\circ} = 132,8 \text{ N}$$

c) Pohybové poměry v klikovém mechanismu spodního síta:

Potřebné otáčky klikové hřídele n_{2P} se odvíjí od frekvence kmitů třídících sít, která se pohybuje okolo $3,5 \text{ s}^{-1}$. Z později navrhovaného řemenového převodu jsem vypočítal otáčky klikové hřídele n_2 . Na Obr. 4.3 je zobrazeno schéma klikového mechanismu spodního síta.



Obr. 4.3: Schéma klikového mechanismu spodního síta

$$f_{TS} = 3,49 \text{ s}^{-1}$$

$$n_2 = f_{TS} = 3,49 \text{ s}^{-1}$$

Maximální rychlost klikové ojnice spodního síta:

$$\begin{aligned}r &= 0,025 \text{ m} \\v_{OS} &= 2 \cdot r \cdot \pi \cdot n_2 \\v_{OS} &= 2 \cdot 0,025 \cdot \pi \cdot 3,49 = 0,55 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\tag{4.4}$$

Úhlová rychlost klikové hřídele ω_2 :

$$\begin{aligned}\omega_2 &= 2 \cdot \pi \cdot n_2 \\\omega_2 &= 2 \cdot \pi \cdot 3,49 = 21,93 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\tag{4.5}$$

Klikový poměr λ_S pro spodní síto:

$$\begin{aligned}L_S &= 1,08 \text{ m} \\\lambda_S &= \frac{r}{L_H} \\\lambda_S &= \frac{0,025}{1,08} = 0,023\end{aligned}\tag{4.6}$$

Maximální zrychlení klikové ojnice spodního síta nastane v zadní úvrati (ZÚ), tzn. klika a kliková ojnice jsou v jedné rovině.

$$\begin{aligned}\alpha_S &= 0^\circ \\\beta_S &= 0^\circ \\a_S &= r \cdot \omega_2^2 \cdot (1 + \lambda_S) \\a_S &= 0,025 \cdot 21,93^2 \cdot (1 + 0,023) = 12,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}\end{aligned}\tag{4.7}$$

d) Setrvačná síla posuvných hmot spodního síta F_{SS} :

Maximální setrvačná síla posuvných hmot u spodního síta F_{SS} se vyskytuje v zadní úvrati (ZÚ).

$$\begin{aligned}F_{SS} &= a_S \cdot m_S \\F_{SS} &= 12,3 \cdot 42,52 = 523 \text{ N}\end{aligned}\tag{4.8}$$

Hmotnost posuvných hmot spodního síta m_S :

$$\begin{aligned}m_S &= m_{OJS} + m_{TSS} + m_{BS} \\m_S &= 0,25 + 27,27 + 15 = 42,52 \text{ kg}\end{aligned}\tag{4.9}$$

e) Výsledná síla F_S působící na spodní síto:

$$\begin{aligned}F_S &= F_{SS} + F_{OJ} \\F_S &= 523 + 132,8 = 655,8 \text{ N}\end{aligned}\tag{4.10}$$

f) Maximální síla F_{OS} působící v klikové ojnici spodního síta:

$$\begin{aligned}\beta_{Smax} &= 1,31^\circ \\ F_{OS} &= \frac{F_s}{\cos \beta_{Smax}} \\ F_{OS} &= \frac{655,8}{\cos 1,31^\circ} = 656 \text{ N}\end{aligned}\tag{4.11}$$

g) Maximální síla F_{TS} působící na klíce spodního síta:

Maximální síla F_{OS} působící v klikové ojnici spodního síta je zároveň maximální silou F_{TS} působící na klíce spodního síta.

$$\begin{aligned}F_{TS} &= F_{OS} \\ F_{TS} &= 656 \text{ N}\end{aligned}\tag{4.12}$$

4.2 Výpočet síly na klíce pro horní síto

Síla F_{OJS} potřebná pro ohyb plochých tyčí, která působí v klikové ojnici spodního síta, je stejná, jako síla F_{OJH} potřebná pro ohyb plochých tyčí působící v klikové ojnici horního síta. Taktéž maximální rychlosti obou klikových ojníc, poloměr kliky, otáčky a úhlová rychlost klikové hřídele jsou stejné.

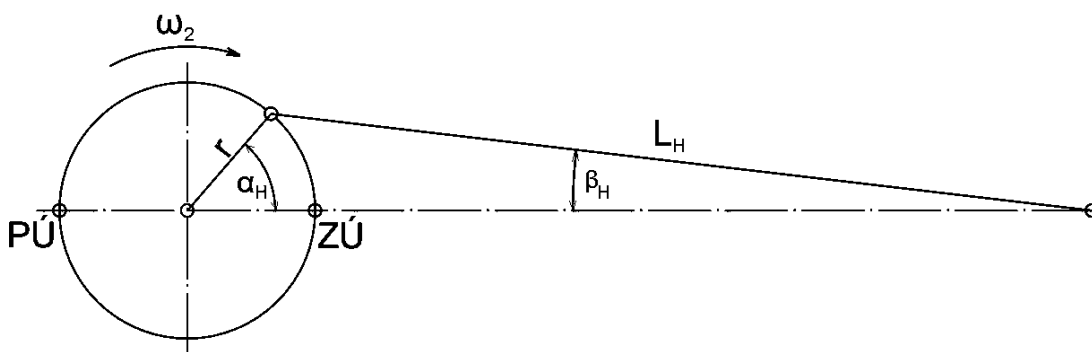
$$\begin{aligned}F_{OJH} &= F_{OJS} \\ F_{OJH} &= 132,8 \text{ N}\end{aligned}\tag{4.13}$$

$$\begin{aligned}v_{OH} &= v_{OS} \\ v_{OH} &= 0,55 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\tag{4.14}$$

$$\begin{aligned}r &= 0,025 \text{ m} \\ n_2 &= 3,49 \text{ s}^{-1} \\ \omega_2 &= 21,93 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}$$

a) Pohybové poměry v klikovém mechanismu horního síta:

Pohybové poměry v klikovém mechanismu horního síta jsou téměř stejné, jako u spodního síta. Rozdíl je v délce kliky a úhlu natočení klikové ojnice. Na Obr. 4.4 je znázorněno schéma klikového mechanismu horního síta.



Obr. 4.4: Schéma klikového mechanismu horního síta

Klikový poměr λ_H pro horní síto:

$$L_H = 0,76 \text{ m}$$

$$\lambda_H = \frac{r}{L_H} \quad (4.15)$$

$$\lambda_H = \frac{0,025}{0,76} = 0,033$$

Maximální zrychlení klikové ojnice horního síta nastane v zadní úvrati (ZÚ), tzn. klika a kliková ojnice jsou v jedné rovině.

$$\alpha_H = 0^\circ$$

$$\beta_H = 0^\circ$$

$$a_H = r \cdot \omega_2^2 \cdot (1 + \lambda_H) \quad (4.16)$$

$$a_H = 0,025 \cdot 21,93^2 \cdot (1 + 0,033) = 12,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

b) Setrvačná síla posuvných hmot horního síta F_{SH} :

Maximální setrvačná síla posuvných hmot u horního síta F_{SH} se vyskytuje v zadní úvrati (ZÚ).

$$F_{SH} = a_H \cdot m_H \quad (4.17)$$

$$F_{SH} = 12,4 \cdot 48 = 595,2 \text{ N}$$

Hmotnost posuvných hmot horního síta m_H :

$$m_H = m_{OJH} + m_{TSH} + m_{BH} \quad (4.18)$$

$$m_H = 0,2 + 27,8 + 20 = 48 \text{ kg}$$

c) Výsledná síla F_H působící na horní síto:

$$F_H = F_{SH} + F_{OJH} \quad (4.19)$$

$$F_H = 595,2 + 132,8 = 728 \text{ N}$$

d) Maximální síla F_{OH} působící v klikové ojnici horního síta:

$$\beta_{Hmax} = 1,87^\circ$$

$$F_{OH} = \frac{F_H}{\cos \beta_{Hmax}} \quad (4.20)$$

$$F_{OH} = \frac{728}{\cos 1,87^\circ} = 728,4 \text{ N}$$

e) Maximální síla F_{TH} působící na klíce horního síta:

Maximální síla F_{OH} působící v klikové ojnici horního síta je zároveň maximální silou F_{TH} působící na klíce horního síta.

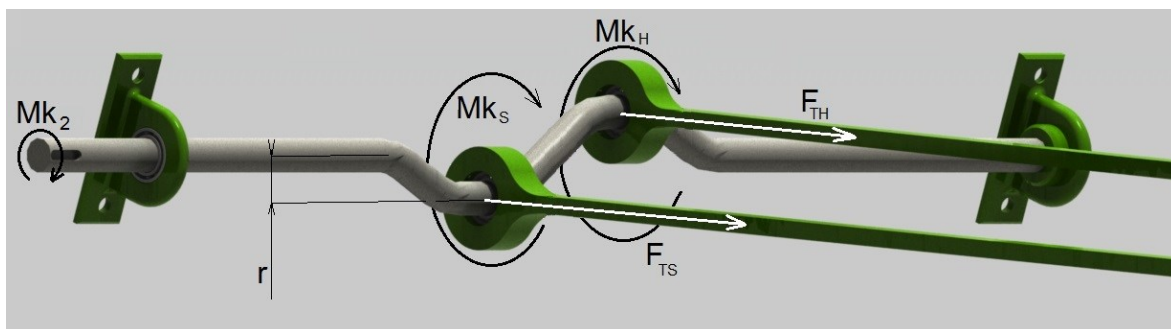
$$F_{TH} = F_{OH} \quad (4.21)$$

$$F_{TH} = 728,4 \text{ N}$$

4.3 Výpočet potřebného výkonu elektromotoru

a) Výpočet potřebného krouticího momentu klikové hřídele Mk_2 :

Výpočet potřebného krouticího momentu klikové hřídele Mk_2 je dán silami v klikách spodního a horního síta, které působí na poloměru klikové hřídele r . Krouticí momenty a síly klikové hřídele jsou znázorněny na Obr. 4.5.



Obr. 4.5: Krouticí momenty a síly klikové hřídele

$$Mk_2 = Mk_S + Mk_H \quad (4.22)$$

$$Mk_2 = 16,4 + 18,2 = 34,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet krouticího momentu Mk_S :

$$Mk_S = F_{TS} \cdot r \quad (4.23)$$

$$Mk_S = 656 \cdot 0,025 = 16,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet krouticího momentu Mk_H :

$$Mk_H = F_{TH} \cdot r \quad (4.24)$$

$$Mk_H = 728,4 \cdot 0,025 = 18,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

b) Výpočet potřebného výkonu elektromotoru P_{PM} :

$$P_{PM} = w \cdot Mk_2 \cdot \omega_2 \quad (4.25)$$

$$P_{PM} = 1,15 \cdot 34,6 \cdot 21,93 = 872,6 \text{ W} = 0,82 \text{ kW}$$

Součinitel w značí 15% zvýšení výkonu elektromotoru. Zohledňuje ztráty způsobené ložisky a řemenovým převodem, rozpohybování součástí, jejichž výpočet je zanedbatelný, a nerovnoměrnost rozložení tíhy brambor na třídících sítích.

Nejbližší vyšší řada výkonů vyráběných elektromotorů je 1,5 kW. Volím tedy elektromotor s výkonem $P_M=1,5 \text{ kW}$, který je téměř dvojnásobně větší. Díky tomuto výkonu je možnost, aby elektromotor zároveň poháněl přídatné zařízení pro dopravu brambor.

Specifikace motoru: Elektromotor SIEMENS 1LE1002-1AC4, 1.5kW,940ot

5 NÁVRH A VÝPOČET ŘEMENOVÉHO PŘEVODU

Řemenový převod patří mezi převody se silovým stykem. Na ploše styku věnce řemenic a pásu vzniká vláknové tření, které se využívá pro přenos krouticího momentu z hnací hřídele na hnanou. Hlavním důvodem volby řemenového převodu jsou jeho vlastnosti. Řemenové převody jsou konstrukčně jednoduché, finančně nenáročné, mají tichý chod, chrání stroje před přetížením prokluzem pásu a tlumí rázy. Tyto vlastnosti řemenového převodu jsou vhodné pro typ stroje, jako je třídička brambor. Na Obr. 5.1 je znázorněno schéma jednoduchého řemenového převodu.

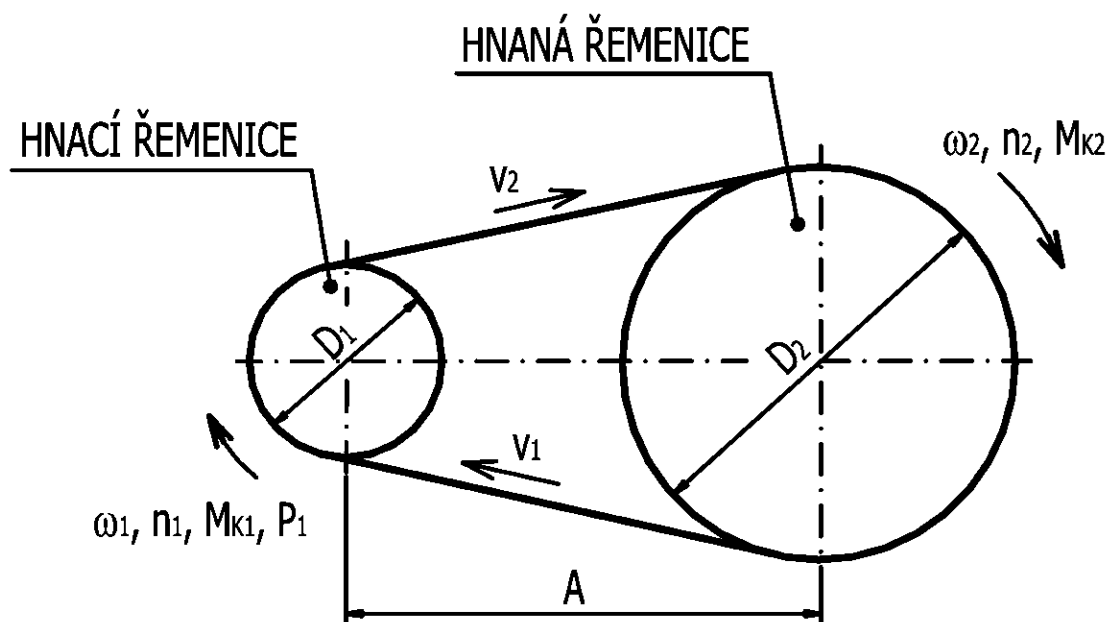
Dané parametry:

Přenášený výkon P_M : $P_M = 1,5 \text{ kW}$

Otáčky hnací hřídele n_1 : $n_1 = 940 \text{ min}^{-1}$

Potřebné otáčky hnané hřídele n_{2P} : $n_{2P} = 210 \text{ min}^{-1}$

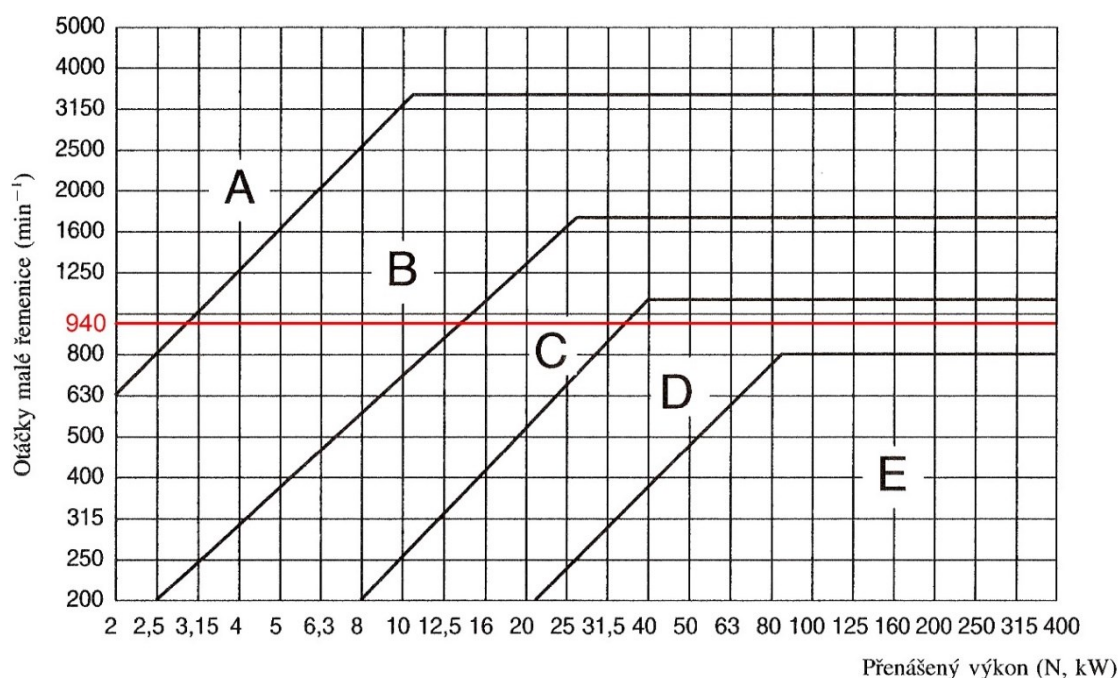
Tolerance otáček hnané hřídele Δn_2 : $\Delta n_2 = 5 \%$



Obr. 5.1: Schéma jednoduchého řemenového převodu [3]

5.1 Stanovení velikosti klasického průřezu klínového řemene

Vynesení otáček hnací hřídele n_1 a přenášeného výkonu P_M do diagramu uvedeného na Obr. 5.2 určí velikost normalizovaného průřezu řemene.



Obr. 5.2: Diagram určení potřebného průřezu klínového řemene [2]

Průřez řemene Z lze použít do 2 kW přenášeného výkonu. Výkon motoru je 1,5 kW. Měl bych volit průřez řemene Z, ale kvůli vyššímu přenášenému výkonu jedním řemenem volím průřez řemene A.

5.2 Stanovení minimálního výpočtového průměru řemenic

Ohybovým namáháním řemene na malé řemenici může vnější strana řemene popraskat. Proto je průměr malé řemenice omezen určitou minimální velikostí D_{\min} v závislosti na průřezu řemene.

Tab. 5.1: Určení minimální velikosti průměru malé řemenice [3]

Průřez řemene	D_{\min} [mm]
Z	63
A	90
B	125
C	200
D	355
E	500

Dle Tab. 5.1 musí být minimální velikost průměru malé řemenice $D_{\min} = 90$ mm.

5.3 Návrh výpočtových průměrů řemenic

Tab. 5.2: Normalizované výpočtové průměry řemenic [3]

Průřez řemene	Normalizovaný výpočtový průměr řemenic D_1 a D_2
Z	(50), (53), (56), 60, 63, 67, 71, 75, 80, 90, 100, 112, 140, 150, 160, 180, 200, 224, 250
A	(75), (80), (85), 90 , 95, 100, 106, 112, 118, 125, 132, 140, 150, 160, (170), 180, (190), 200, 224, 250, 280, 300, 315, 355, 400 , 450, 500, 560, 630, 710, (800)
B	125, 132, 140, 150, 160, 170, 180, (190), 200, 224, 250, 280, 300, 315, 355, 375, 400, 450, 500, (530), 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1000, (1120)

Dle Tab. 5.2 volím takovou kombinaci výpočtových průměrů, aby byl skutečný převodový poměr v toleranci dané otáčkami hnané hřídele. Volím výpočtový průměr malé řemenice $D_1 = 90$ mm a výpočtový průměr velké řemenice $D_2 = 400$ mm.

a) Teoretický převodový poměr i_T :

$$i_T = \frac{D_2}{D_1} \quad (5.1)$$

$$i_T = \frac{400}{90} = 4,44$$

b) Skutečný převodový poměr i_{SK} s ohledem na pružný skluz:

Pro typ řemenu, který je ohebný, snáší vysoké obvodové rychlosti a méně se protahuje je pružný skluz $s = 0,01$.

$$i_{SK} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1-s)} \quad (5.2)$$

$$i_{SK} = \frac{400}{90 \cdot (1-0,01)} = 4,49$$

c) Skutečné otáčky hnané hřídele n_2 :

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{SK}} \quad (5.3)$$

$$n_2 = \frac{940}{4,49} = 209,4 \text{ min}^{-1}$$

d) Podmínka zadané tolerance otáček hnané hřídele:

$$n_{2P} \cdot \left(1 - \frac{\Delta n_2}{100}\right) \leq n_2 \leq n_{2P} \cdot \left(1 + \frac{\Delta n_2}{100}\right) \quad (5.4)$$

$$210 \cdot \left(1 - \frac{5}{100}\right) \leq 209,4 \leq 210 \cdot \left(1 + \frac{5}{100}\right)$$

$$199,5 \leq 209,4 \leq 220,5$$

Otáčky hnané hřídele splňují zadanou toleranci.

5.4 Návrh teoretické osové vzdálenosti

a) Teoretická osová vzdálenost A_{1min} daná minimálním úhlem opásání $\varepsilon_{min} = 90^\circ$:

$$\cos \frac{\varepsilon_{min}}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A_{1min}} \quad (5.5)$$

$$A_{1min} = \frac{D_2 - D_1}{2} \cdot \frac{1}{\cos \frac{\varepsilon_{min}}{2}} \quad (5.6)$$

$$A_{1min} = \frac{400 - 90}{2} \cdot \frac{1}{\cos \frac{90}{2}} = 219,2 \text{ mm}$$

b) Teoretická osová vzdálenost A_{2min} daná minimálním rozestupem řemenic R_{min} :

$$A_{2min} = \frac{D_1}{2} + \frac{D_2}{2} + R_{min} \quad (5.7)$$

$$A_{2min} = \frac{90}{2} + \frac{400}{2} + 98 = 343 \text{ mm}$$

Minimální rozestup mezi obvodem řemenic R_{min} :

$$R_{min} = 0,2 \cdot (D_1 + D_2) \quad (5.8)$$

$$R_{min} = 0,2 \cdot (90 + 400) = 98 \text{ mm}$$

c) Minimální teoretická osová vzdálenost A_{min} :

Minimální teoretická osová vzdálenost A_{min} je ta, která je větší z předem spočtených teoretických osových vzdáleností daných minimálním úhlem opásání ε_{min} a rozestupem řemenic R_{min} .

$$A_{min} = A_{2min} \quad (5.9)$$

$$A_{min} = 343 \text{ mm}$$

d) Maximální teoretická osová vzdálenost A_{max} :

$$A_{max} = 2 \cdot (D_1 + D_2) \quad (5.10)$$

$$A_{max} = 2 \cdot (90 + 400) = 980 \text{ mm}$$

e) Rozmezí teoretické osové vzdálenosti A_T :

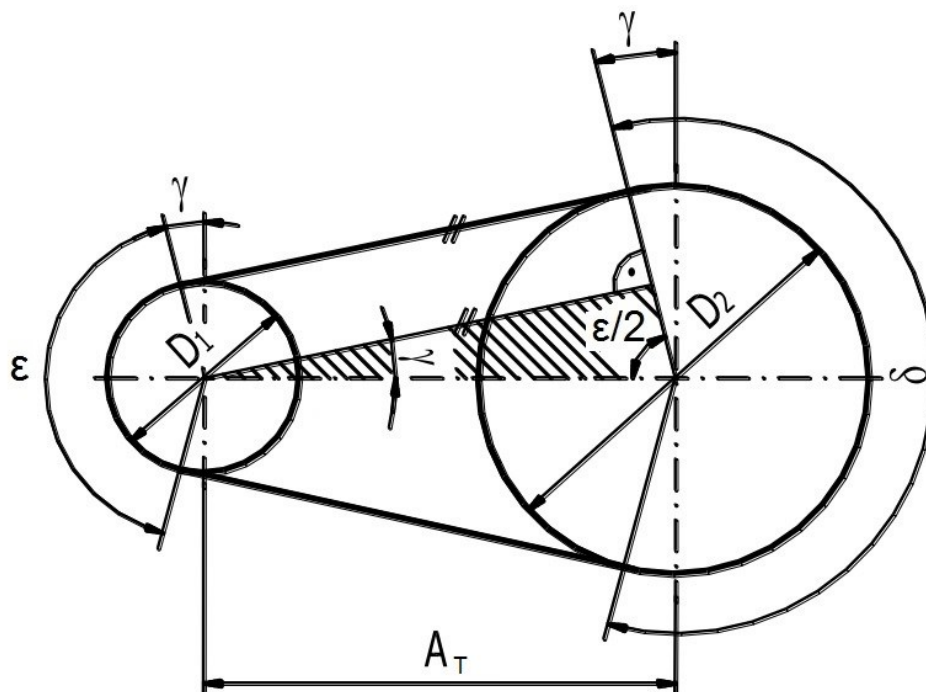
$$A_{min} \leq A_T \leq A_{max} \quad (5.11)$$

$$343 \leq A_T \leq 980$$

Volím teoretickou osovou vzdálenost $A_T = 780 \text{ mm}$.

5.5 Určení výpočtové délky řemene

Výpočtová délka řemene L_P vychází z teoretické osové vzdálenosti, výpočtových průměrů a úhlu opásání obou řemenic. Na Obr. 5.3 je znázorněno schéma pro výpočet délky řemene v neutrální ose.



Obr. 5.3: Výpočet délky řemene v neutrální ose [3]

a) Úhel opásání malé řemenice ε :

$$\cos \frac{\varepsilon}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A_T} \quad (5.12)$$

$$\varepsilon = 2 \cdot \cos^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A_T} \right) \quad (5.13)$$

$$\varepsilon = 2 \cdot \cos^{-1} \left(\frac{400-90}{2 \cdot 780} \right) = 157^\circ$$

b) Doplnkový úhel γ :

$$\gamma = 90 - \frac{\varepsilon}{2} \quad (5.14)$$

$$\gamma = 90 - \frac{157}{2} = 11,5^\circ$$

c) Úhel opásání velké řemenice δ :

$$\delta = 180 + 2 \cdot \gamma \quad (5.15)$$

$$\delta = 180 + 2 \cdot 11,5 = 203^\circ$$

d) Předběžná výpočtová délka řemene L_P' v rovině neutrálních vláken:

$$L_P' = 2 \cdot A_T \cdot \sin \frac{\varepsilon}{2} + \pi \cdot D_1 \cdot \frac{\varepsilon}{360} + \pi \cdot D_2 \cdot \frac{\delta}{360} \quad (5.16)$$

$$L_P' = 2 \cdot 780 \cdot \sin \frac{157}{2} + \pi \cdot 90 \cdot \frac{157}{360} + \pi \cdot 400 \cdot \frac{203}{360} = 2360,6 \text{ mm}$$

e) Volba skutečné délky řemene:

Dle Tab. 5.3 volím normalizovanou výpočtovou délku řemene $L_P = 2\,240 \text{ mm}$, která je nejbližší předběžné výpočtové délce řemene L_P' .

Tab. 5.3: Normalizované výpočtové délky řemene [3]

Průřez řemene	Výpočtové délky L_P [mm] klínového řemene
Z	400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500
A	560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240 , 2500, 2800, 3150, 3550, 4000
B	800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300

5.6 Výpočet skutečné osové vzdálenosti

Při napínání řemene pro správnou funkci chodu řemenového převodu se skutečná délka řemene zvětší. Koeficient $Z_{4\%}$ značí prodloužení řemene o 4%.

$$Z_{4\%} = 1,04$$

$$A_{SK} = \frac{Z_{4\%} \cdot L_P - \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) - \frac{\pi \cdot \gamma}{180} (D_2 - D_1)}{2 \cdot \sin \frac{\varepsilon}{2}} \quad (5.17)$$

$$A_{SK} = \frac{1,04 \cdot 2240 - \frac{\pi}{2} (90 + 400) - \frac{\pi \cdot 11,5}{180} (400 - 90)}{2 \cdot \sin \frac{157}{2}} = 764,2 \text{ mm}$$

5.7 Stanovení potřebného počtu řemenů

a) Výkon N_P přenášený jedním řemenem v podmínkách provozu:

$$N_P = N_0 \cdot \frac{C_\varepsilon \cdot C_L}{C_P} \quad (5.18)$$

$$N_P = 0,88 \cdot \frac{0,94 \cdot 1,06}{1} = 0,88 \text{ kW}$$

b) Jmenovitý výkon N_0 předávaný jedním řemenem:

$$D_1 = 90 \text{ mm}$$

$$n_1 = 940 \text{ min}^{-1}$$

Typ řemene – A

Tab. 5.4: Jmenovitý výkon předávaný jedním řemenem [kW] [3]

D ₁ [mm]	i	Otáčky menší řemenice [min ⁻¹]											
		700						950					
		Z	A	B	C	D	E	Z	A	B	C	D	E
90	1,05	0,49	0,63					0,63	0,80				
	≥ 3	0,54	0,69					0,69	0,88				

Dle Tab. 5.4 má jmenovitý výkon předávaný jedním řemenem hodnotu $N_0 = 0,88 \text{ kW}$.

c) Součinitel úhlu opásání řemenem C_ε :

$$\varepsilon = 157^\circ$$

Tab. 5.5: Součinitel úhlu opásání řemenem [3]

Úhel opásání ε [°]	180	170	160	150	140	130
Součinitel C_ε	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86

Dle Tab. 5.5 volím součinitel úhlu opásání $C_\varepsilon = 0,94$.

d) Součinitel vlivu délky řemene C_L :

$$L_P = 2240 \text{ mm}$$

Typ řemene – A

Tab. 5.6: Součinitel vlivu délky řemene [3]

L _P [mm]	C _L pro řemeny o průřezu		
	Z	A	B
1 600	1,17	0,99	0,93
1 800	1,24	1,01	0,95
2 000	1,25	1,03	0,98
2 240	1,28	1,06	1,00

Dle Tab. 5.6 volím součinitel vlivu délky řemene $C_L = 1,06$.

e) Součinitel dynamičnosti zatížení a pracovního režimu C_P :

Řemen bude zatěžován v lehkém pracovním režimu s jednou pracovní směnou.

Tab. 5.7: Součinitel dynamičnosti zatížení a pracovního režimu [3]

Pracovní režim	Typy strojů	Charakter zatížení	Střídavý elektrický motor pro průmyslově použití, stejnosměrný elektrický motor, derivační turbíny		
			Počet směn		
			1	2	3
Lehký	Soustruhy, vrtačky, brusky, lehké ventilátory, čerpadla a kompresory odstředivé a rotační, pásové dopravníky, fukary, separátory, lehké prohazovačky, stroje na čištění a nakládání obilí aj.	Lehký, maximální krátkodobé zatížení do 120 % od jmenovitého	1,0	1,1	1,4

Dle Tab. 5.7 volím součinitel dynamičnosti zatížení a pracovního režimu $C_P = 1$.

f) Součinitel počtu řemenů v převodu C_K :

Tab. 5.8: Součinitel počtu řemenů v převodu [3]

Počet řemenů v převodu	C_K
1	1,00
od 2 do 3	0,95
od 4 do 6	0,90
nad 6	0,85

Dle Tab. 5.8 volím součinitel počtu řemenů v převodu $C_K = 0,95$.

g) Potřebný počet řemenů K :

$$K = \frac{P_M}{N_p \cdot C_K} \quad (5.19)$$

$$K = \frac{1,5}{0,88 \cdot 0,95} = 1,8$$

Volím potřebný počet řemenů $K = 2$.

V případě, že by elektromotor nepoháněl přídavné zařízení pro dopravu brambor, volil bych potřebný počet řemenů $K = 1$. Výkon N_P přenášený jedním řemenem v podmínkách provozu je $N_P = 0,88 \text{ kW}$, což je dostačující pro chod samostatné třídičky, která potřebuje výkon $P_{PM} = 0,82 \text{ kW}$. Zmenšily by se náklady na nákup řemenů a výrobu řemenic.

Specifikace řemene: Řemen A – 2240 ČSN 02 3110

5.8 Výpočet potřebného předpětí řemene

a) Výpočet krouticího momentu M_{k1} :

$$M_{k1} = \frac{P_M}{\omega_1} = \frac{P_M}{2 \cdot \pi \cdot n_1} \quad (5.20)$$

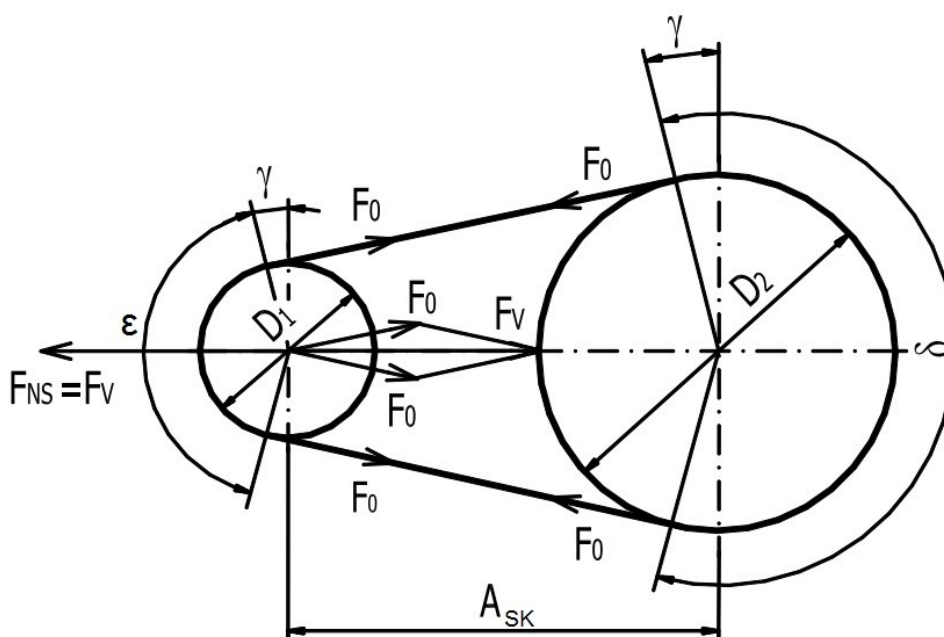
$$M_{k1} = \frac{1500}{2 \cdot \pi \cdot 15,67} = 15,24 \text{ N} \cdot \text{m}$$

b) Výpočet předpětí řemene F_0 :

Předpětí řemene je důležité pro správnou funkci řemenového převodu. S předpětím řemene vznikne dostatečně velké tření pro přenos krouticího momentu. Schéma sil napínání řemene je zobrazeno na Obr. 5.4.

$$F_0 = k \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_K \cdot \hat{\epsilon}} + 1}{e^{f_K \cdot \hat{\epsilon}} - 1} \quad (5.21)$$

$$F_0 = 1,3 \cdot \frac{338,6}{2} \cdot \frac{e^{1,38 \cdot 2,74} + 1}{e^{1,38 \cdot 2,74} - 1} = 230,4 \text{ N}$$



Obr. 5.4: Schéma sil napínání řemene [3]

c) Bezpečnost proti prokluzu řemene k:

$$k = 1,3 \div 1,6$$

Volím bezpečnost proti prokluzu řemene $k=1,3$.

d) Výpočet obvodové síly malé řemenice F:

$$F = \frac{P_M}{v_1} = \frac{P_M}{\pi \cdot D_1 \cdot n_1} \quad (5.22)$$

$$F = \frac{1500}{\pi \cdot 0,09 \cdot 15,67} = 338,6 \text{ N}$$

e) Úhel opásání malé řemenice v obloukové míře:

$$\hat{\varepsilon} = 2,74 \text{ rad}$$

f) Součinitel tření v klínové drážce f_K :

$$f_K = \frac{f}{\sin \frac{\psi}{2}} \quad (5.23)$$

$$f_K = \frac{0,4}{\sin \frac{34}{2}} = 1,38$$

g) Úhel drážky řemenice ψ :

Tab. 5.9: Úhel drážky řemenice a její tolerance [3]

Průřez řemene	$D_{1,2} [\text{mm}]$		$\Delta\psi$
	$\Psi = 34 [^\circ]$	$\Psi = 38 [^\circ]$	
Z	60 ÷ 90	>90	1 [°]
A	90 ÷ 125	>125	1 [°]

Dle Tab. 5.9 volím úhel drážky řemenice $\psi = 34^\circ$.

h) Výpočet součinitele vláknového tření f:

$$f = f_0 + 0,012 \cdot v_1 = f_0 + 0,012 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot n_1 \quad (5.24)$$

$$f = 0,35 + 0,012 \cdot \pi \cdot 0,09 \cdot 15,67 = 0,4$$

i) Součinitel suchého smykového tření f_0 :

Pro pryžový řemen a ocelovou řemenici je součinitel suchého smykového tření $f_0 = 0,35$.

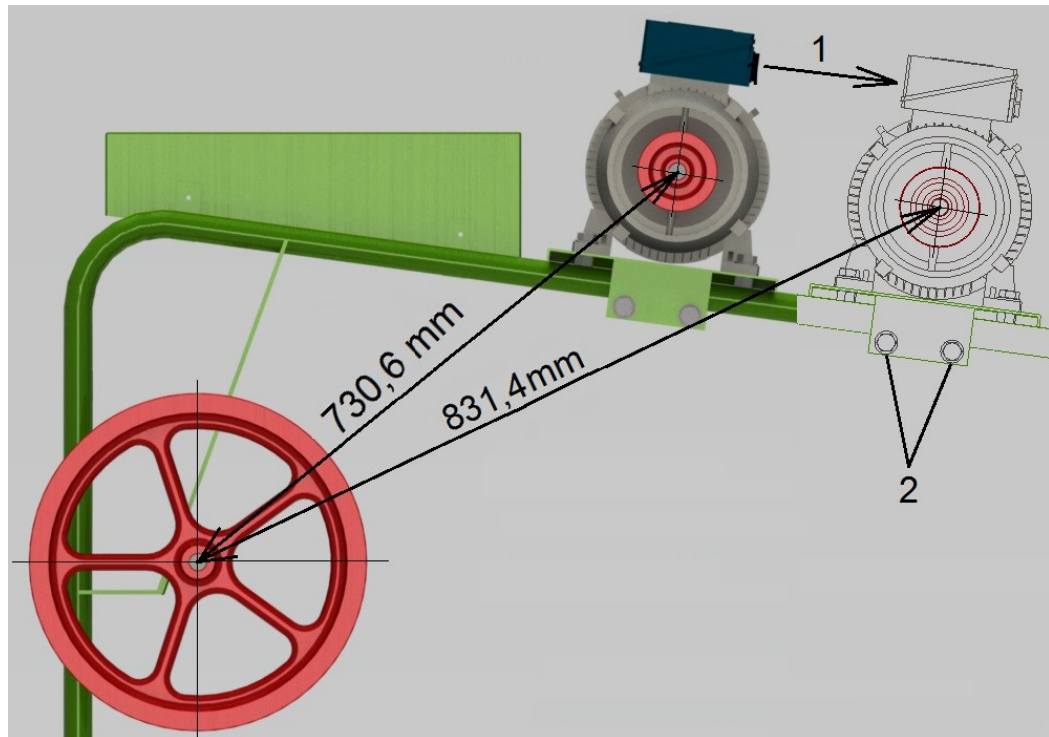
j) Rozmezí měnitelnosti osové vzdálenosti pro nasazení a napínání řemenů A_M :

$$A_M = A_{SK} - 0,015 \cdot L_P \div A_{SK} + 0,03 \cdot L_P \quad (5.25)$$

$$A_M = 764,2 - 0,015 \cdot 2240 \div 764,2 + 0,03 \cdot 2240$$

$$A_M = 730,6 \div 831,4 \text{ mm}$$

Elektromotor s hnací hřídelí a malou řemenicí je připevněn pomocí šroubů k plechové desce, která je nasazena na rámu stroje. Plechová deska je volně posuvatelná po rámu stroje a po nastavení osové vzdálenosti s daným předpětím řemenů polohu zajišťují šroubové spoje. Na Obr. 5.5 je zobrazeno rozmezí měnitelnosti osové vzdálenosti pro nasazení a napínání řemenů a uchycení plechové desky k rámu stroje.



Obr. 5.5: Napínání řemenů a uchycení plechové desky

1-směr napínání řemenů, 2-uchycení plechové desky k rámu stroje šroubovým spojem

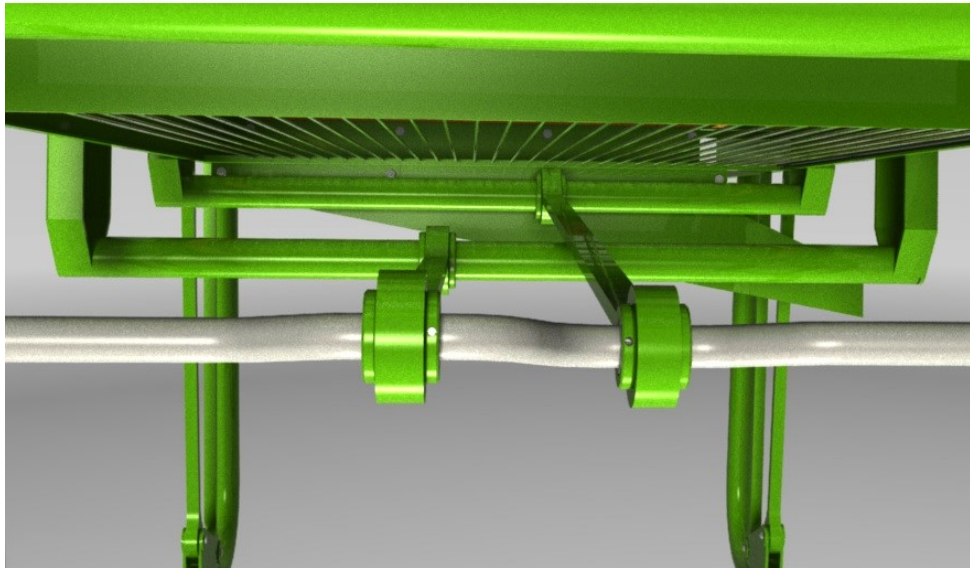
6 INOVACE UCHYCENÍ TŘÍDICÍCH SÍT

Největší problematikou tohoto zařízení je uchycení horního a spodního třídícího síta. Stávající uchycení třídících sít je popsáno a zobrazeno v kapitole 3.2.2 Rám stroje a uchycení sít (Str. 26). Ploché tyče, které tvoří spoj mezi rámem stroje a sítí, jsou vlivem klikové hřídele a klikových ojníc ohýbány. Po dobu používání třídíčky nejednou ploché tyče dynamickým namáháním praskly. Následkem bylo zastavení třídící linky a nutná oprava stroje.

Inovace uchycení třídících sít spočívá ve výměně plochých tyčí za vzpěrné ojnice. Zatímco ohýbané ploché tyče byly pevně přišroubovány k rámu stroje a třídícím sítům, vzpěrné ojnice jsou s těmito součástmi uchyceny pomocí kloubového spoje s kluznými ložisky a pojistnými kroužky. Svarový spoj mezi klikovými ojnicemi a třídícími sítí je nahrazen kloubovým spojením s kluznými ložisky a pojistnými nákrůžky. Pro realizaci tohoto systému je nutná úprava třídících sít. Uchycení vzpěrných ojníc s rámem stroje a třídícími sítí je zobrazeno na Obr. 6.1. Uchycení klikových ojníc s klikovou hřídelí a třídícími sítí je zobrazeno na Obr. 6.2.



Obr. 6.1: Model uchycení vzpěrných ojníc s rámem stroje a třídícími sítí



Obr. 6.2: Model uchycení klikových ojníc s klikovou hřídelí a třídícími síty

Díky této inovace již není potřebná síla F_{OP} určená pro ohyb plochých tyčí. Měla by se započítat hmotnost vzpěrných ojníc k hmotnosti posuvných hmot obou sít, ale setrvačné síly posuvných hmot se téměř nezmění, proto je výpočet zanedbatelný. Výsledné síly F_S a F_H působící na síta se tedy sníží o hodnotu síly F_{OP} potřebné pro ohyb plochých tyčí.

a) Výpočet výsledných sil F_{IS} a F_{IH} působících na síta po inovaci:

$$F_{IS} = F_{SS} \quad (6.1)$$

$$F_{IS} = 523 \text{ N}$$

$$F_{IH} = F_{SH} \quad (6.2)$$

$$F_{IH} = 595,2 \text{ N}$$

b) Výpočet maximální síly F_{ITS} a F_{ITH} působících na klikách třídících sít po inovaci:

$$F_{ITS} = \frac{F_{IS}}{\cos \beta_{Smax}} \quad (6.3)$$

$$F_{ITS} = \frac{523}{\cos 1,31^\circ} = 523,1 \text{ N}$$

$$F_{ITH} = \frac{F_{IH}}{\cos \beta_{Hmax}} \quad (6.4)$$

$$F_{ITH} = \frac{595,2}{\cos 1,87^\circ} = 595,5 \text{ N}$$

c) Výpočet krouticích momentů Mk_{IS} , Mk_{IH} a Mk_{I2} klikové hřídele po inovaci:

$$Mk_{IS} = F_{ITS} \cdot r \quad (6.5)$$

$$Mk_{IS} = 523,1 \cdot 0,025 = 13,1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$Mk_{IH} = F_{ITH} \cdot r \quad (6.6)$$

$$Mk_{IH} = 595,5 \cdot 0,025 = 14,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$Mk_{I2} = Mk_{IS} + Mk_{IH} \quad (6.7)$$

$$Mk_2 = 13,1 + 14,9 = 28 \text{ N} \cdot \text{m}$$

d) Výpočet potřebného výkonu elektromotoru P_{IPM} po inovaci:

$$P_{IPM} = w \cdot Mk_{I2} \cdot \omega_2 \quad (6.8)$$

$$P_{IPM} = 1,15 \cdot 28 \cdot 21,93 = 706,1 \text{ W} = 0,71 \text{ kW}$$

Nejbližší vyšší řada výkonů vyráběných elektromotorů je 0,75 kW. V případě, že by elektromotor nepoháněl přídatné zařízení pro dopravu brambor, pro provoz stroje by vystačil elektromotor s výkonem $P_{IM} = 0,75 \text{ kW}$.

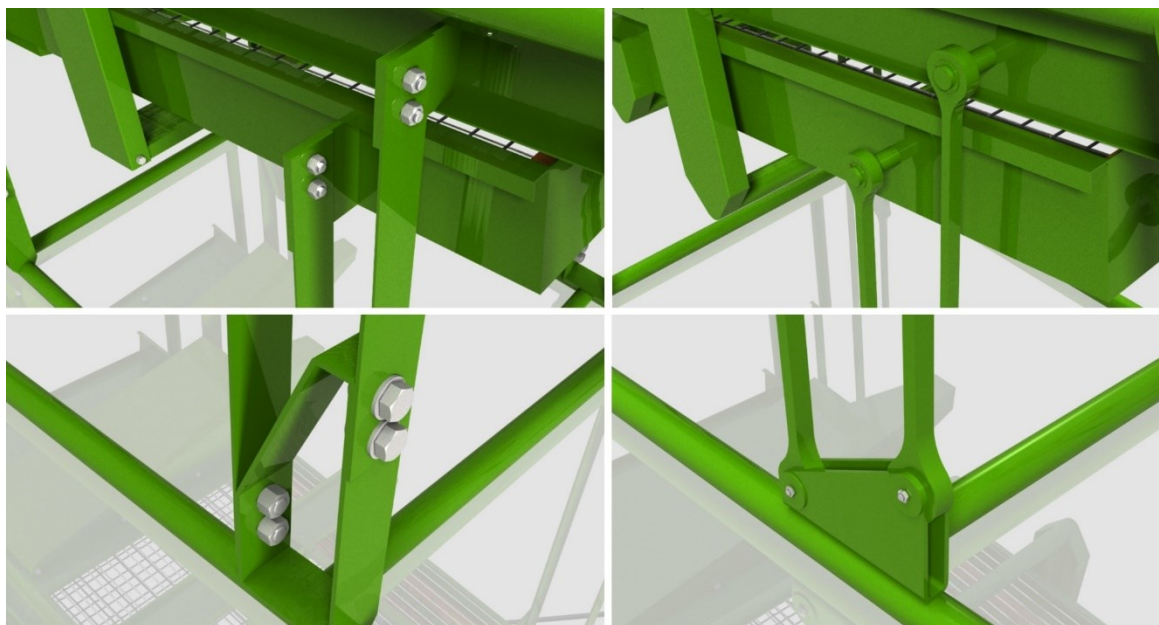
Specifikace motoru po inovaci: Elektromotor SIEMENS 1LA7090-6AA, 0.75kW,915ot

7 POSOUZENÍ VARIANTNÍCH ŘEŠENÍ ZPŮSOBU UCHYCENÍ TŘÍDICÍCH SÍT

Stávající uchycení třídících sít pomocí plochých tyčí, které se při chodu stroje ohýbají, je z finančního hlediska méně náročné. Plochá tyč je jednoduchá součást vyrobená z plechu malé tloušťky s děrami pro uchycení pomocí šroubů k rámu stroje a třídícímu sítu. Inovované uchycení třídících sít se vzpěrnými ojnicemi vychází cenově náročněji. Pro tento způsob uchycení je potřeba upravit třídící síta. Stávající šroubové spoje plochých tyčí nahrazují inovované kloubové spoje vzpěrných ojnic s kluznými ložisky a pojistnými kroužky. Inovované uchycení sít je dražší, protože jsou vzpěrné ojnice složitější na výrobu a je nutný nákup dalších normalizovaných součástí pro realizaci této varianty řešení. Na Obr. 7.1 je zobrazeno porovnání stávajícího a inovovaného uchycení třídících sít.

Hlavní nevýhodou stávajícího uchycení třídících sít je dynamické zatížení plochých tyčí, které vede k únavě materiálu a prasknutí součástí. V takovém případě je nutné zastavit třídící linku a opravit stroj. Kvůli tohoto nežádoucího jevu byla navržena inovace třídících sít, u které je využito kloubových spojů. Díky otočnému uložení není možné, aby vzpěrné ojnice praskly.

Výhodou inovovaného uchycení třídících sít je snížení potřebného výkonu pro provoz stroje. Síla F_{OP} , která je určena pro ohyb plochých tyčí, se u inovované varianty uchycení nevyskytuje. Proto se potřebný výkon elektromotoru snížil o více než 13%. V případě, že elektromotor nebude pohánět přídatná zařízení, je s inovovaným uchycením třídících sít možné použít elektromotor s nižším výkonem.



Obr. 7.1: Porovnání stávajícího (vlevo) a inovovaného (vpravo) uchycení třídících sít

ZÁVĚR

V prvním bodu bakalářské práce jsem popsal technologické procesy sklizně a skladování brambor. Na začátku sklizně je potřeba zlikvidovat porost, poté sklízeče vyorají brambory a oddělí od nich téměř všechny nežádoucí materiál. Další procesy, jako je čištění, třídění nebo pytlování brambor, se provádějí v bramborárnách. Takto upravené brambory se uskládají ve skladech.

Brambory se dělí dle velikosti na drobné, sadbové a konzumní. K roztřídění těchto tří velikostí se využívá třídiček brambor, které mohou být součástí posklizňové linky nebo samostatné. Dle způsobu třídění se třídičky dělí na síťové s plochými sítí, válečkové s profilovanými válečky nebo třídičky se síťovým dopravníkem.

Výpočtová část práce začíná návrhem výkonu elektromotoru. Výkon stávajícího elektromotoru nebyl v určitých případech dostačující. Po zjištění veškerých sil potřebných pro chod stroje jsem vypočítal potřebný výkon. Nejbližší vyšší řada výkonů vyráběných elektromotorů je $P_M = 1,5 \text{ kW}$, který je téměř dvojnásobně vyšší, než potřebný. S takovým výkonem je možnost, aby elektromotor zároveň poháněl přídavné zařízení.

Se zadanými parametry jsem při návrhu řemenového převodu určil typ řemene a zvolil normalizované průměry řemenic tak, aby vyhovoval převodový poměr. Po výpočtu osové vzdálenosti a délce řemene jsem zjistil potřebný počet řemenů. Pokud by elektromotor poháněl třídičku a zároveň přídavné zařízení, bylo by nezbytné použít dva řemeny. V případě, že by elektromotor poháněl pouze třídičku, vystačil by jeden řemen, jehož přenášený výkon je dostačující pro provoz stroje.

V další kapitole jsem navrhoval inovaci stávajícího uchycení třídících sítí a porovnání obou variant. Hlavní inovací byla výměna plochých tyčí za vzpěrné ojnice. Šroubové spoje plochých tyčí nahradili kloubové spoje vzpěrných ojnic. Náklady na výrobu inovovaného uchycení jsou finančně náročnější, ale je vyloučeno poškození plochých tyčí způsobeno únavou materiálu. U nově navrženého uchycení není potřebná síla na ohyb plochých tyčí, takže se potřebný výkon elektromotoru sníží. Pokud elektromotor nebude pohánět přídavné zařízení, může být výkon elektromotoru o řadu nižší, tzn. $P_{IM} = 0,75 \text{ kW}$.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KUMHÁLA, F. Zemědělská technika: stroje a technologie pro rostlinnou výrobu. Vyd. 1. V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2007, 426 s. ISBN 978-80-213-1701-7.
- [2] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006, 914 s. ISBN 80-736-1033-7.
- [3] KALÁB, K. *Návrh, výpočet a montáž řemenového převodu*. *Vysokoškolská příručka* [online]. Ostrava, 2010 [cit. 2014-04-05]. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-remen.pdf>
- [4] Sorting machines. *Duijndam machines* [online]. [cit. 2014-03-10]. Dostupné z: <http://www.duijndam-machines.com/machines/amazone-sorting-machine-60-cm-wide-for-potatoes-and-onions>
- [5] Posklizňové linky. *Bluetech* [online]. [cit. 2014-03-11]. Dostupné z: <http://www.bluetech.cz/pages/default.asp?id=8>
- [6] Třídíče, třídíčky. *Zeta* [online]. [cit. 2014-03-14]. Dostupné z: <http://www.zeta-zr.cz/tridice-tridicky-str-4-1-4-2.html>
- [7] Grading systems. *Miedema* [online]. [cit. 2014-03-18]. Dostupné z: <http://www.miedema.com/uk/fotogalerie/Grading/Grading-systems/all-types/24/1/geen-zoekterm>

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Výkresová dokumentace

Příloha 2 – Bakalářská práce na CD